

Федеральное государственное автономное
образовательное учреждение
высшего образования
«СИБИРСКИЙ ФЕДЕРАЛЬНЫЙ УНИВЕРСИТЕТ»
Политехнический институт
Тепловые электрические станции

УТВЕРЖДАЮ
Заведующий кафедрой

_____ Е.А. Бойко
подпись инициалы, фамилия

« _____ » _____ 20 17г.

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

13.03.01 – Теплоэнергетика и теплотехника

код – наименование направления

Строительство ПГУ ТЭЦ 226 МВт

тема

Руководитель

подпись, дата

доцент

должность, ученая степень

П.В. Шишмарев

инициалы, фамилия

Выпускник

подпись, дата

П.А.Руденко

инициалы, фамилия

Техконтролер

подпись, дата

С.А. Михайленко

инициалы, фамилия

Нормоконтролер

подпись, дата

П.В. Шишмарев

инициалы, фамилия

Красноярск 2017

СОДЕРЖАНИЕ

ВВЕДЕНИЕ

1 Экономическая часть

1.1 Расчёт основных технико-экономических показателей проектируемой ТЭЦ

1.1.1 Расчёт затрат на топливо

1.1.2 Расходы на оплату труда

1.1.3 Амортизационные отчисления

1.1.4 Расходы на ремонт основных средств

1.1.5 Прочие расходы

1.2 Расчёт показателей экономической эффективности строительства станции

2 Расчётная часть

2.1 Подготовка данных к расчёту

2.2 Тепловой расчет ГТУ

2.2.1 Определение параметров процесса сжатия воздуха в компрессоре

2.2.2 Определение параметров газа после камеры сгорания

2.2.3 Определение параметров процесса расширения газа в турбине

2.2.4 Учет охлаждения турбины ГТУ

2.3 Тепловой расчет котла-утилизатора

2.4 Тепловой расчет ПТУ

2.4.1 Расчет установки по подогреву сетевой воды

2.4.2 Построение процесса расширения пара на $i-s$ диаграмме

2.4.3 Определение параметров по элементам схемы

2.4.4 Определение предварительного расхода пара на турбину

2.4.5 Баланс пара и конденсата

2.4.6 Расчёт технико-экономических показателей работы станции

2.4.7 Выбор вспомогательного оборудования в пределах ПТС

3 Общая часть

3.1 Выбор и описание генерального плана ТЭЦ

3.2 Выбор и описание компоновки главного корпуса

4 Охрана труда

4.1 Размещение тепловой электростанции

4.2 Объемно – планировочные и конструктивные решения по главному корпусу

4.3 Отопление и вентиляция

4.4 Водоснабжение ТЭЦ

4.5 Электрическое освещение

4.6 Пожарная безопасность

5 Индивидуальное задание

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

ВВЕДЕНИЕ

Энергетика – сектор экономики, охватывающий сложную совокупность процессов преобразования и передачи энергии от источников природных энергетических ресурсов, до приемников энергии включительно и представляет собой сложный развивающийся объект, исследование которого возможно только на основе системного подхода.

Энергетика сегодня занимает в жизни общества такое место, что не возможно оценить отказ от его благ. Основным назначением электрических станций является выработка электрической энергии для снабжения ей промышленного и сельскохозяйственного производства, коммунального хозяйства и транспорта. Часто электростанции обеспечивают также предприятия паром и горячей водой.

Вместе с тем и очень высока цена энергии: ее производство и транспорт. Повышение технического уровня тепловых электростанций на основе применения энергетического оборудования с высокими технико-экономическими показателями, комплексной автоматизации технологических процессов, совершенствования проектных решений, направленных на снижение стоимости сооружения и экологической безопасности – основная задача повышения эффективности отечественной теплоэнергетики. Эта проблема останется актуальной и в перспективе, так как тепловым электростанциям, составляющим в настоящее время основу электроэнергетики России, ещё длительное время будет принадлежать ведущая роль в производстве тепла и электроэнергии.

В бакалаврской работе требуется спроектировать ПГУ-ТЭЦ мощностью 226 МВт в городе Уссурийск.

1 Экономическая часть

1.1 Расчёт основных технико-экономических показателей проектируемой ТЭЦ

В бакалаврской работе необходимо рассчитать себестоимость электрической энергии на проектируемой станции мощностью 226 МВт. В качестве основного оборудования используются: турбины PG 6111 FA, Т-26/36-7,5/0,12 и котлы утилизаторы типа ПК-64.

Эксплуатационные расходы в проектных технико-экономических расчётах, группируются в укрупнённые статьи калькуляции, млн. руб./год:

$$U_{\Sigma} = U_{\text{т}} + U_{\text{зп}} + U_{\text{а}} + U_{\text{тр}} + U_{\text{пр}}, \quad (1.1)$$

где $U_{\text{т}}$ – затраты на топливо;

$U_{\text{зп}}$ – расходы на оплату труда;

$U_{\text{а}}$ – амортизация основных производственных средств;

$U_{\text{тр}}$ – расходы на ремонт основных средств;

$U_{\text{пр}}$ – прочие расходы.

1.1.1 Расчёт затрат на топливо

Число часов работы основного оборудования, т. е. календарное время за вычетом времени простоя в капитальном и текущем ремонте, час/год:

$$T_{\text{р}} = 8760 - T_{\text{рем}}, \quad (1.2)$$

где $T_{\text{рем}}$ – время простоя в ремонте, ч,

Выработка электроэнергии на ТЭЦ, МВт·ч:

$$W = N_{уст.Э} \cdot T_{уст}, \quad (1.3)$$

где $N_{уст.Э}$ – установленная электрическая мощность станции, МВт;

$T_{уст}$ – число часов использования установленной мощности, ч.

Годовой отпуск энергии с шин станции, МВт·ч:

$$W_{отп} = W \cdot (1 - a_{сн}), \quad (1.4)$$

где $a_{сн}$ – коэффициент расхода электроэнергии на собственные нужды станции.

Годовой расход топлива на ТЭЦ, м³ н.т./год:

$$B = B_{Э} + B_T, \quad (1.5)$$

где $B_{Э}$ – годовой расход топлива на выработку электроэнергии, м³ н.т./год;

B_T – годовой расход топлива на выработку тепла, м³ н.т./год.

Годовой расход топлива на выработку электроэнергии, м³ н.т./год:

$$B_{Э} = b_{Э} \cdot W \quad (1.6)$$

где $b_{Э}$ – удельный расход натурального топлива на выработку электроэнергии, м³ н.т./кВт·ч;

W – выработка электроэнергии на ТЭЦ, МВт·ч.

Годовой расход топлива на выработку тепла, м³ н.т./год:

$$B_T = b_T \cdot Q_T \quad (1.7)$$

где b_T – удельный расход натурального топлива на выработку тепла, м³/Гкал;

Q_T – годовой отпуск тепловой энергии, Гкал.

$$Q_T = n_0 \cdot N_{\text{уст.Т}} \quad (1.8)$$

где $n_0 = 5616$ – продолжительность отопительного сезона, ч;

$N_{\text{уст.Т}}$ – тепловая нагрузка, Гкал/ч.

Затраты на топливо, млн. руб./год:

$$U_T = Ц \cdot B \cdot 10^{-6}, \quad (1.9)$$

где $Ц = 4000$ – цена топлива, руб./1 тыс. м³ н.т.

1.1.2 Расходы на оплату труда

Для приближённых расчётов заработной платы по станции можно использовать формулу, млн. руб./год:

$$U_{\text{зп}} = N_y \cdot n_y \cdot \Phi_{\text{зп}} \cdot 10^{-6}, \quad (1.10)$$

где n_y – штатный коэффициент, 0,29;

$\Phi_{\text{зп}}$ – средняя зарплата одного работника за год;

1.1.3 Амортизационные отчисления

Размер амортизационных отчислений, млн. руб./год:

$$U_a = K \cdot H_a, \quad (1.11)$$

где H_a – средняя норма амортизации станции в целом;

K – капитальные вложения в ТЭЦ, млн. руб./год:

$$K = (K' + K_{\text{бл}} \cdot (n_{\text{бл}} - 1)) \cdot d_i \cdot k_{\text{уд}}, \quad (1.12)$$

где K' и $K_{\text{бл}}$ – капитальные вложения, связанные с установкой одного блока головного и каждого последующего, млн. руб. ;

d_i – коэффициент, учитывающий район размещения;

$k_{\text{уд}}$ – коэффициент удорожания в ценах текущего года;

1.1.4 Расходы на ремонт основных средств

Расходы по ремонту, млн. руб./год:

$$U_{\text{тр}} = K \cdot H_{\text{тр}}, \quad (1.13)$$

где $H_{\text{тр}}$ – норма отчислений на ремонтное обслуживание от капитальных вложений в ТЭЦ.

1.1.5 Прочие расходы

K прочим расходам относятся:

– общецеховые и общестанционные расходы;

- расходы по охране труда и техники безопасности;
- налоги и сборы;
- плата за землю
- и др.

Их величина принимается 20 – 30 % от суммарных затрат на амортизацию, ремонт и зарплату, с учётом единого социального налога, млн. руб./год:

$$U_{\text{пр}} = 0,2 \cdot (U_a + U_{\text{тр}} + U_{\text{зн}}) + \text{СОЦ}, \quad (1.14)$$

где СОЦ – страховые взносы во вне бюджетные фонды по ставке 30% от расходов на оплату труда.

Для оценки достоверности расчётов определим удельный вес топливной составляющей:

$$T_{\text{уд.в}} = U_{\text{т}} / U_{\text{э}}, \quad (1.15)$$

Таким образом, топливная составляющая себестоимости занимает 64,6% от полной производственной себестоимости, что позволяет сделать вывод о приемлемости результатов расчёта издержек производства.

Результаты вычислений представлены в таблице 1.1

Показатель	Единица измерения	Значение
Годовой отпуск электроэнергии	млн кВт·ч	1216,43
Годовой отпуск тепловой энергии в сетевой воде	тыс Гкал	643,83
Число часов использования установленной электрической мощности	ч	5788
Число часов использования тепловой мощности ПГУ ТЭЦ	ч	2214
Годовой отпуск пара	тыс Гкал	166,2
Доля потребления электроэнергии на собственные нужды	%	7

Удельный расход условного топлива на производство электроэнергии	г/кВт·ч	251,2
Удельный расход условного топлива на производство тепловой энергии	кг/Гкал	135
Удельный расход условного топлива на производство тепловой энергии на ПВК	кг/Гкал	160
Годовая потребность в топливе	т у. т	432406

Таблица 1.1 – технико-экономические показатели работы ПГУ-ТЭЦ

1.2 Расчёт показателей экономической эффективности строительства станции

Срок окупаемости – это период (измеряемый в месяцах, кварталах или годах), начиная с которого первоначальные затраты покрываются суммарными результатами. Другими словами, это интервал времени, в течение которого общий объём капитальных затрат остаётся большим суммы амортизационных отчислений и прироста прибыли предприятия.

Соотношение между доходами и расходами по реализации проекта определяется показателем чистого дисконтированного дохода (ЧДД). Если ЧДД больше нуля то все затраты по проекту окупаются доходами, т. е. данный проект инвестиций можно рекомендовать к практической реализации.

Чистый дисконтированный доход, млн. руб.:

$$\text{ЧДД} = \left([(T_{\text{э}} - C_{\text{т.э}}) \cdot W_{\text{отп}} + (T_{\text{т}} - C_{\text{т.э}}) \cdot Q_{\text{т}} + U_{\text{а}}] \cdot \frac{1}{(1+0,1)^n} \right) - K, \quad (1.22)$$

где K – стоимость строительства станции, млн. руб. ;

$C_{\text{э.э}}$ – себестоимость отпущенной энергии, руб./кВт ч.;

$C_{\text{т.э}}$ – себестоимость единицы тепловой энергии, руб/Гкал;

$W_{\text{отп}}$ – годовой отпуск электрической энергии с шин станции, МВт·ч;

$Q_{\text{т}}$ – тепловая нагрузка, Гкал/ч;

n – текущий год;

$T_{\text{э}}=1,47$ – тариф на отпущенный кВт ч, руб./кВт ч;

$T_T=757$ – тариф на тепловую энергию, руб/Гкал.

Расчёт срока окупаемости станции с двумя блоками PG 6111 FA, T-26/36-7,5/0,12 сведём в таблицу 1.2.

Таблица 1.2 –Показатели экономической эффективности

Показатель	Единица измерений	Значение
Чистый дисконтированный доход (NPV)	млн руб	43
Потребность в инвестициях (с инфляцией и НДС)	млн руб	25192
Внутренняя норма доходности (IRR)	%	12,58
Срок окупаемости (PP)	лет	14

Окупаемость наступает на 14 год.

2 Расчетная часть

Для покрытия данной нагрузки выбираем турбины типа PG 6111 FA производства GeneralElectric, генератор газовой турбины, поставляемый комплектно с газовой турбиной производства компании GeneralElectric, котел утилизатор типа ПК-64 производства ОАО «ЗИО», г. Подольск (Россия), паровая турбина типа Т-26/36-7,5/0,12 производства ОАО «Калужский турбинный завод», г. Калуга (Россия), генератор паровой турбины типа ТТК-40-2 УЗ производства ООО «Электротяжмаш-Привод», г. Лысьва (Россия).

Принципиальная тепловая схема представлена на рисунке 2.1 Газотурбинная установка, выполненная по одновальной схеме, состоит из четырех основных элементов: осевого воздушного компрессора, камеры сгорания и газовой турбины. Вал ГТУ со стороны компрессора соединяется муфтой с электрическим генератором.

Котел утилизатор представляет собой теплообменник противоточного типа, в котором за счет тепла уходящих газов ГТУ происходит нагрев питательной воды, ее испарение и перегрев полученного пара до расчетных параметров.

Паровая турбина имеет один отопительный отборпарапредназначенный для подогрева сетевой воды. При подогреве сетевой воды паром отопительного отбора регулирование поддерживает заданную температурусетевой воды за сетевым подогревателем.

Восполнение потерь конденсата химочищенной водой осуществляется в конденсатор турбины.

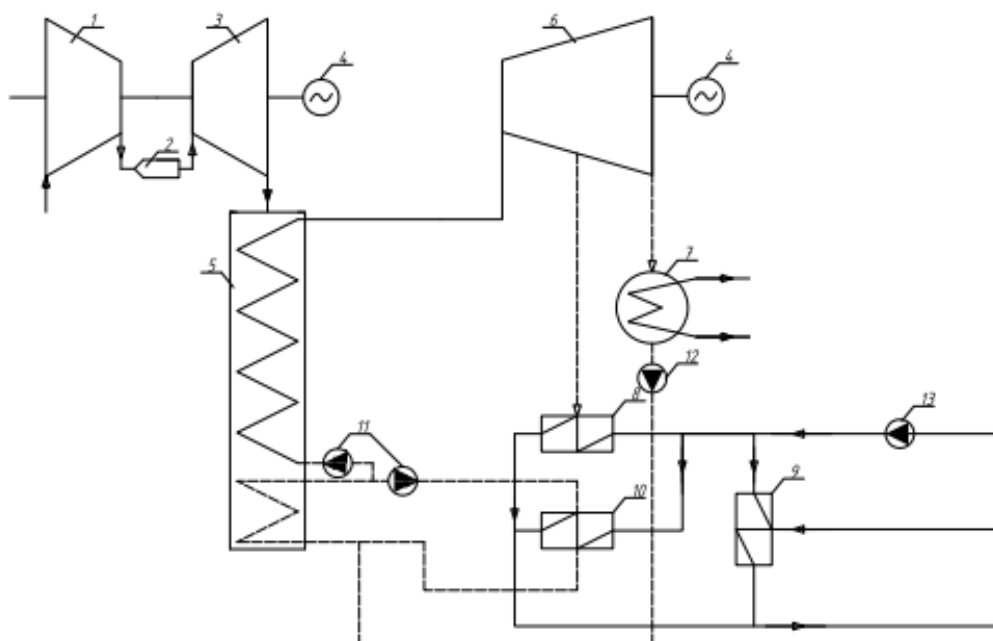


Рисунок 2.1 – Принципиальная тепловая схема

2.1 Подготовка данных к расчету

В данном разделе производится тепловой расчет одноконтурной схемы парогазовой установки (ПГУ) утилизационного типа мощностью 112,72 МВт. В состав ПГУ входят: ГТУ, мощностью 77 МВт; ПТУ, мощностью 36 МВт и котел-утилизатор.

Для выполнения расчетов потребуются исходные данные, которые приведены в таблице 1.

Таблица 1 – Исходные данные

Наименование	Значение
Электрическая мощность ПГУ $N_{э}$, МВт	112,72
Электрическая мощность ГТУ $N_{э}$, МВт	76,72

Продолжение таблицы 1

Наименование	Значение
Электрическая мощность ПТУ $N_э$, МВт	36
Температура газов перед газовой турбиной t_c , °С	1400
Температура воздуха перед компрессором t_a , °С	10
Отношение давлений компрессора $\varepsilon = p_b/p_a$	30
КПД электрогенератора $\eta_{э.г.}$	0,982
Изоэнтروпийный КПД турбины $\eta_{гт}$	0,88
Изоэнтропийный КПД компрессора η_k	0,86
Коэффициент утечек α_y	0,005
Коэффициент потерь давления χ	0,95
Коэффициент использования теплоты топлива в камере сгорания $\eta_{кс}$	0,995
Механический КПД турбины η_m	0,99
Число ступеней газовой турбины z	4
Наибольшая допустимая температура металла лопаток турбины t_{ω} , °С	850
Давление острого пара ПТУ P_0 , бар	81,6
Температура острого пара ПТУ t_0 , °С	535
Конечное давление пара ПТУ P_k , бар	0,034

В качестве топлива используется природный газ. Характеристики природного газа газопровода Сахалин-Хабаровск-Владивосток приведены в таблице 2.

Таблица 2 – Характеристика газа

Состав газа, % , по объему						Q_p^H МДж/м ³ (ккал/м ³)	ρ кг/м ³	V^0	V_{RO_2}	$V_{N_2}^0$	$V_{H_2O}^0$	V_{Γ}^0
CH ₄	C ₂ H ₆	C ₃ H ₈	C ₄ H ₁₀	C ₅ H ₁₂	N ₂			м ³ /м ³				
95,5	2,7	0,4	0,2	0,1	1	36,68 (8760)	0,74 8	9,7 4	1,04	7,7	2,18	10,9 2

2.2 Тепловой расчет ГТУ

2.2.1 Определение параметров процесса сжатия воздуха в компрессоре

Температура воздуха перед компрессором (точка a), K :

$$T_a = t_a + 273 = 10 + 273 = 283 \quad (2.1)$$

Теплоемкость воздуха при температуре t_a перед компрессором [3], кДж/м³:

$$c_p^B(t_a) = (1,2866 + 0,0001201 \cdot t_a) = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 10) = 1,2878 \quad (2.2)$$

Теплоемкость воздуха при температуре 25 °С [3], кДж/м³:

$$c_p^B(25^\circ) = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 25) = 1,2896 \quad (2.3)$$

Энтальпия воздуха перед компрессором [3], кДж/м³:

$$h_a = h'_a(t_a) - h^B(25^\circ), \quad (2.4)$$

$$h'_a(t_a) = c_p^B(t_a) \cdot t_a = (1,2866 + 0,0001201 \cdot t_a) \cdot t_a = 12,87$$

$$h^B(25) = c_p^B(25^\circ) \cdot 25^\circ = 1,2896 \cdot 25^\circ = 32,24$$

$$\begin{aligned} h_a &= (1,2866 + 0,0001201 \cdot t_a) \cdot t_a - (1,2866 + 0,0001201 \cdot 25^\circ) \cdot 25^\circ = \\ &= (1,2866 + 0,0001201 \cdot 10) \cdot 10 - (1,2866 + 0,0001201 \cdot 25^\circ) \cdot 25^\circ = \\ &= 12,878 - 32,24 = -19,362 \end{aligned}$$

В первом приближении принимаем значение показателя степени в процессе сжатия для воздуха $m_b = 0,28$. Тогда температура воздуха за компрессором в первом приближении (точка b , рисунок 2), $^\circ\text{C}$:

$$T_b = T_a \left(1 + \frac{\varepsilon^{m_b} - 1}{\eta_k} \right) = 283 \cdot \left(1 + \frac{30^{0,28} - 1}{0,86} \right) = 806,8 \quad (2.5)$$

$$t_b = T_b - 273 = 806,8 - 273 = 533,8 \quad (2.6)$$

Теплоемкость воздуха при температуре t_b за компрессором [3], кДж/м^3 :

$$\begin{aligned} c_p^B(t_b) &= (1,2866 + 0,0001201 \cdot t_b) = \\ &= (1,2866 + 0,0001201 \cdot 533,8) = 1,35 \end{aligned} \quad (2.7)$$

Энтальпия воздуха за компрессором в реальном процессе (точка b), кДж/м^3 :

$$\begin{aligned} h_b &= h'_b(t_b) - h^B(25^\circ) = c_p^B(t_b) \cdot t_b - c_p^B(25^\circ) \cdot 25^\circ = \\ &= (1,2866 + 0,0001201 \cdot 533,8) \cdot 533,8 - (1,2866 + 0,0001201 \cdot 25^\circ) \cdot 25^\circ = \\ &= 720,63 - 32,24 = 688,39 \end{aligned} \quad (2.8)$$

Средняя объемная теплоемкость воздуха в процессе сжатия в компрессоре, кДж/(м³·град):

$$c_p^B = \frac{h_b - h_a}{t_b - t_a} = \frac{688,39 + 19,362}{533,8 - 10} = 1,35 \quad (2.9)$$

Средняя массовая теплоемкость воздуха в процессе сжатия в компрессоре, кДж/(кг·град):

$$c_p^B = c_p^B / \rho_v = \frac{1,35}{1,293} = 1,044 \quad (2.10)$$

где $\rho_v = 1,293$ кг/м³ – плотность воздуха при нормальных условиях.

Уточнение показателя степени m_ϵ :

$$m_\epsilon = R_\epsilon / c_p^B = \frac{0,287}{1,044} = 0,2749 \quad (2.11)$$

где $R_\epsilon = 0,287$ кДж/(кг·град) – газовая постоянная для воздуха.

Уточнение температуры и энтальпии воздуха за компрессором (второе приближение). Расчет повторяется.

$$T_b = T_a \left(1 + \frac{\epsilon^{m_\epsilon} - 1}{\eta_\kappa} \right) = 283 \cdot \left(1 + \frac{30^{0,2749} - 1}{0,86} \right) = 792$$

$$t_\epsilon = T_\epsilon - 273 = 792 - 273 = 519$$

Теплоемкость воздуха при температуре t_b за компрессором [3], кДж/м³:

$$\begin{aligned}c_p^B(t_b) &= (1,2866 + 0,0001201 \cdot t_b) = \\&= (1,2866 + 0,0001201 \cdot 519) = 1,34893\end{aligned}$$

Энтальпия воздуха за компрессором в реальном процессе (точка b), кДж/м³:

$$\begin{aligned}h_b &= h_b'(t_b) - h^B(25^o) = c_p^B(t_b) \cdot t_b - c_p^B(25^o) \cdot 25^o = \\&= (1,2866 + 0,0001201 \cdot 519) \cdot 519 - (1,2866 + 0,0001201 \cdot 25^o) \cdot 25^o = \\&= 700,09 - 32,24 = 667,85\end{aligned}$$

Средняяобъемная теплоемкость воздуха в процессе сжатия в компрессоре, кДж/(м³·град):

$$c_p^{B'} = \frac{h_b - h_a}{t_b - t_a} = \frac{667,85 + 19,362}{519 - 10} = 1,35$$

Средняя массовая теплоемкость воздуха в процессе сжатия в компрессоре, кДж/(кг·град):

$$c_p^B = c_p^{B'} / \rho_{\epsilon} = \frac{1,35}{1,293} = 1,044$$

где $\rho_{\epsilon} = 1,293$ кг/м³ – плотность воздуха при нормальных условиях.

Уточнение показателя степени m_{ϵ} :

$$m_e = R_e / c_p^B = \frac{0,287}{1,044} = 0,2749 \quad (2.12)$$

2.2.2 Определение параметров газа после камеры сгорания

Энтальпия чистых продуктов сгорания (для коэффициента избытка воздуха $\alpha=1$), кДж/м³, при температуре t_c после камеры сгорания (точка c) определяется по следующей методике [6]:

Теплоемкости компонентов после камеры сгорания при температуре t_c , кДж/(м³·град), [3]:

$$c_{RO_2} = (1,699 + 0,0004798 \cdot t_c) = (1,6990 + 0,0004798 \cdot 1400) = 2,37072 \quad (2.13)$$

$$c_{H_2O} = (1,4733 + 0,0002498 \cdot t_c) = (1,4733 + 0,0002498 \cdot 1400) = 1,823 \quad (2.14)$$

$$c_{N_2} = (1,2799 + 0,0001107 \cdot t_c) = (1,2799 + 0,0001107 \cdot 1400) = 1,434 \quad (2.15)$$

$$c_{V_0} = (1,2866 + 0,0001201 \cdot t_c) = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 1400) = 1,454$$

Аналогично определяются теплоемкости компонентов при температуре 25°C :

$$c_{RO_2} = (1,699 + 0,0004798 \cdot 25) = 1,71 \quad (2.16)$$

$$c_{H_2O} = (1,4733 + 0,0002498 \cdot 25) = 1,4795 \quad (2.17)$$

$$c_{N_2} = (1,2799 + 0,0001107 \cdot 25) = 1,2826 \quad (2.18)$$

$$c_{V0} = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 25) = 1,29 \quad (2.19)$$

Суммарный объем чистых продуктов сгорания после камеры сгорания при $\alpha=1$:

$$V'_\Gamma = V_{RO_2} + V_{H_2O} + V_{N_2} = 1,04 + 2,18 + 7,7 = 10,92 \quad (2.20)$$

Объемные доли компонентов в чистых продуктах сгорания:

$$r_{RO_2} = V_{RO_2} / V'_\Gamma = \frac{1,04}{10,92} = 0,09524 \quad (2.21)$$

$$r_{H_2O} = V_{H_2O} / V'_\Gamma = \frac{2,18}{10,92} = 0,2 \quad (2.22)$$

$$r_{N_2} = V_{N_2} / V'_\Gamma = \frac{7,7}{10,92} = 0,705. \quad (2.23)$$

Энтальпия чистых продуктов сгорания при температуре t_c после камеры сгорания определяется, как энтальпия смеси компонентов, кДж/м³:

$$\begin{aligned} h'_{cl} &= (r_{RO_2} \cdot c_{RO_2} + r_{H_2O} \cdot c_{H_2O} + r_{N_2} \cdot c_{N_2}) \cdot t_c = \\ &= (0,09524 \cdot 2,37072 + 0,2 \cdot 1,823 + 0,705 \cdot 1,434) \cdot 1400 = 2241,9 \end{aligned} \quad (2.24)$$

$$\begin{aligned} h_{\Gamma I} &= (r_{RO_2} \cdot c_{RO_2}^{(25)} + r_{H_2O} \cdot c_{H_2O}^{(25)} + r_{N_2} \cdot c_{N_2}^{(25)}) \cdot 25 = \\ &= (0,09524 \cdot 1,71 + 0,2 \cdot 1,4795 + 0,705 \cdot 1,2826) \cdot 25 = 34,075 \end{aligned} \quad (2.25)$$

$$h_{cI} = h'_{cI}(t_c) - h_{fI}(25^\circ) = 2241,9 - 34,075 = 2207,825 \quad (2.26)$$

В первом приближении задаемся значением коэффициента избытка воздуха в камере сгорания (например, для сжигания природного газа, $\alpha \approx 2,7$)

Объем водяных паров после камеры сгорания при $\alpha > 1$:

$$V_{H_2O} = V'_{H_2O} + 0,0161 \cdot (\alpha - 1) \cdot V_0 = 2,18 + 0,0161 \cdot (2,7 - 1) \cdot 9,74 = 2,4465838 \quad (2.27)$$

Суммарный объем газов после камеры сгорания при $\alpha > 1$ (смесь избыточного воздуха и чистых продуктов сгорания):

$$V_\Gamma = V_{RO_2} + V_{H_2O} + V_{N_2} + (\alpha - 1) \cdot V_0 = 1,04 + 2,4465838 + 7,7 + 1,7 \cdot 9,74 = 27,7446 \quad (2.28)$$

Объемные доли компонентов в суммарном объеме газов:

$$r_{RO_2} = V_{RO_2} / V_\Gamma = 1,04 / 27,7446 = 0,0375, \quad (2.29)$$

$$r_{H_2O} = V_{H_2O} / V_\Gamma = 2,4465838 / 27,7446 = 0,08818, \quad (2.30)$$

$$r_{N_2} = V_{N_2} / V_\Gamma = 7,7 / 27,7446 = 0,27753, \quad (2.31)$$

$$r_{V_0} = (\alpha - 1) \cdot V_0 / V_\Gamma = (2,7 - 1) \cdot 9,74 / 27,7446 = 0,5968. \quad (2.32)$$

Энтальпия газов при температуре t_c после камеры сгорания определяется как энтальпия смеси компонентов, кДж/м³:

$$h'_c = (r_{RO_2} \cdot c_{RO_2} + r_{H_2O} \cdot c_{H_2O} + r_{N_2} \cdot c_{N_2} + r_{V_0} \cdot c_{V_0}) \cdot t_c \quad (2.33)$$

$$h'_c = (2,37072 \cdot 0,037 + 1,823 \cdot 0,08818 + 1,434 \cdot 0,27753 + 1,454 \cdot 0,5968) \cdot 1400 \\ = 2119,8716$$

Аналогично определяется энтальпия газов h_Γ при температуре 25°C :

$$h'_c = (1,71 \cdot 0,0375 + 1,4795 \cdot 0,08818 + 1,2826 \cdot 0,27753 + 1,2826 \cdot 0,5968) \cdot \\ \cdot 25 = 33 \quad (2.34)$$

В итоге искомая энтальпия газов после камеры сгорания, кДж/м^3 :

$$h_c = h'_c(t_c) - h_\Gamma(25^\circ) = 2119,8716 - 33 = 2086,8716 \quad (2.35)$$

Энтальпия воздуха при температуре t_c после камеры сгорания, кДж/м^3 :

$$h_c^B = h_c^{B'}(t_c) - h^B(25^\circ) = c_p^B(t_c) \cdot t_c - c_p^B(25^\circ) \cdot 25^\circ,$$

$$h_c^B = (1,2866 + 0,0001201 \cdot t_c) \cdot t_c - (1,2866 + 0,0001201 \cdot 25^\circ) \cdot 25^\circ, \quad (2.36)$$

$$h_c^B = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 1400) \cdot 1400 - (1,2866 + 0,0001201 \cdot 25^\circ) \cdot 25^\circ = \\ = 2004,395 \quad (2.37)$$

Уточнение коэффициента избытка воздуха в камере сгорания:

$$\alpha = \frac{Q_n^p \cdot \eta_{к.с} + V_0 \cdot h_c^B + h_{Tn} - (1 + V_0) \cdot h_{cl}}{V_0 \cdot (h_c^B - h_b)} \quad (2.38)$$

$$\alpha = \frac{36680 \cdot 0,995 + 9,74 \cdot 2004,395 - (1 + 9,74) \cdot 2207,825}{9,74 \cdot (2004,395 - 667,85)} = 2,481 \quad (2.39)$$

Здесь энтальпию топлива, поступающего в камеру сгорания, можно принять $h_{Tn} = 0$.

По уточненному коэффициенту избытка воздуха α выполняется второе приближение. Расчет повторяется. Уточняются энтальпии газов h_c и воздуха h_c^B :

$$V_{H_2O} = V'_{H_2O} + 0,0161 \cdot (\alpha - 1) \cdot V_0 = 2,18 + 0,0161 \cdot (2,481 - 1) \cdot 9,74 = 2,41$$

Суммарный объем газов после камеры сгорания:

$$V_\Gamma = V_{RO_2} + V_{H_2O} + V_{N_2} + (\alpha - 1) \cdot V_0 = 1,04 + 2,44 + 7,7 + 1,855 \cdot 9,74 = 25,6$$

Объемные доли компонентов в суммарном объеме газов:

$$r_{RO_2} = V_{RO_2} / V_\Gamma = 1,04 / 25,6 = 0,04$$

$$r_{H_2O} = V_{H_2O} / V_\Gamma = 2,44 / 25,6 = 0,095$$

$$r_{N_2} = V_{N_2} / V_\Gamma = 7,7 / 25,6 = 0,3$$

$$r_{V_0} = (\alpha - 1) \cdot V_0 / V_\Gamma = (2,481 - 1) \cdot 9,74 / 25,6 = 0,563$$

Энтальпия газов при температуре t_c после камеры сгорания определяется как энтальпия смеси компонентов, кДж/м³:

$$h'_c = (2,37072 \cdot 0,04 + 1,823 \cdot 0,095 + 1,434 \cdot 0,3 + 1,454 \cdot 0,563) \cdot 1400 = 2123,54$$

Аналогично определяется энтальпия газов h_Γ при температуре 25°C:

$$h'_c = (1,71 \cdot 0,04 + 1,4795 \cdot 0,095 + 1,2826 \cdot 0,3 + 1,2896 \cdot 0,563) \cdot 25 = 33$$

В итоге искомая энтальпия газов после камеры сгорания, кДж/м³:

$$h_c = h'_c(t_c) - h_\Gamma(25^\circ) = 2123,54 - 33 = 2090,54$$

Энтальпия воздуха при температуре t_c после камеры сгорания, кДж/м³:

$$h_c^B = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 1400) \cdot 1400 - (1,2866 + 0,0001201 \cdot 25^\circ) \cdot 25^\circ = 2004,395$$

Теплоемкость газов перед турбиной, кДж/(м³·град):

$$c_p^{T'} = h_c / t_c = 2090,54 / 1400 = 1,493 \quad (2.40)$$

Молекулярная масса газов после камеры сгорания, кг/моль:

$$\mu_\Gamma = 28,15 \cdot r_{N_2} + 44,01 \cdot r_{RO_2} + 18,02 \cdot r_{H_2O} + 28,97 \cdot r_{V_0} \quad (2.41)$$

$$\mu_\Gamma = 28,15 \cdot 0,3 + 44,01 \cdot 0,04 + 18,02 \cdot 0,095 + 28,97 \cdot 0,563 = 28,22$$

Объем 1 моля для всех газов при нормальных условиях (давлении 1 бар, температуре 0 °C) равен 22,41 м³/моль.

Плотность газов после камеры сгорания при нормальных условиях, кг/м³:

$$\rho_{\Gamma} = \mu_{\Gamma} / 22,41 = 28,22 / 22,41 = 1,2592 \quad (2.42)$$

Массовая теплоемкость газов перед турбиной, кДж/(кг·град):

$$c_p^{\Gamma} = c_p^{\Gamma'} / \rho_{\Gamma} = 1,4734 / 1,2592 = 1,17 \quad (2.43)$$

Газовая постоянная, кДж/(кг·град):

$$R_{\Gamma} = 8,314 / \mu_{\Gamma} = 8,314 / 28,22 = 0,2946 \quad (2.44)$$

Показатель степени для газов перед турбиной:

$$m_{\Gamma} = R_{\Gamma} / c_p^{\Gamma} = 0,2946 / 1,17 = 0,2517 \quad (2.45)$$

2.2.3 Определение параметров процесса расширения газа в турбине

В первом приближении принимаем найденное в п. 35 значение показателя степени для газов m_{Γ} . Температура газов за турбиной в первом приближении (точка d в реальном процессе):

$$T_d = T_c \left(1 - (1 - \delta^{-m_{\Gamma}}) \cdot \eta_{\Gamma} \right) = 1673 \cdot \left(1 - (1 - 28,5^{-0,2517}) \cdot 0,88 \right) = 834,329 \quad (2.46)$$

$$t_d = T_d - 273 = 784,26 - 273 = 561,329 \quad (2.47)$$

где $\delta = \varepsilon \cdot \lambda$ – действительное отношение давлений в турбине;

$\lambda = 0,95$ - коэффициент потерь давления во входном и выходном патрубках.

Теплоемкостикомпонентов газа за турбиной при температуре t_d ,
кДж/(м³·град):

$$c_{RO_2} = (1,699 + 0,0004798 \cdot t_d) = (1,699 + 0,0004798 \cdot 561,329) = 1,968,$$

$$c_{H_2O} = (1,4733 + 0,0002498 \cdot t_d) = (1,4733 + 0,0002498 \cdot 561,329) = 1,613,$$

$$c_{N_2} = (1,2799 + 0,0001107 \cdot t_d) = (1,2799 + 0,0001107 \cdot 561,329) = 1,342,$$

$$c_{V_0} = (1,2866 + 0,0001201 \cdot t_d) = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 561,329) = 1,354.$$

Аналогично определяются теплоемкости компонентов при температуре 25°C :

$$c_{RO_2} = (1,6990 + 0,0004798 \cdot 25) = 1,71,$$

$$c_{H_2O} = (1,4733 + 0,0002498 \cdot 25) = 1,48,$$

$$c_{N_2} = (1,2799 + 0,0001107 \cdot 25) = 1,2826675,$$

$$c_{V0} = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 25) = 1,29.$$

Энтальпия газов при температуре t_d определяется как энтальпия смеси компонентов, кДж/м³:

$$h'_d = (r_{RO_2} \cdot c_{RO_2} + r_{H_2O} \cdot c_{H_2O} + r_{N_2} \cdot c_{N_2} + r_{V0} \cdot c_{V0}) \cdot t_d$$

$$h'_d = (1,968 \cdot 0,04 + 1,613 \cdot 0,095 + 1,342 \cdot 0,3 + 1,354 \cdot 0,563) \cdot 561,329 = 784,096$$

Аналогично определяется энтальпия газов h'_T при температуре 25°C:

$$h'_c = (1,71 \cdot 0,04 + 1,48 \cdot 0,095 + 1,2826675 \cdot 0,3 + 1,29 \cdot 0,563) \cdot 25 = 33$$

Энтальпия газов за турбиной, кДж/м³:

$$h_d = h'_d - h'_T(25^\circ) = 784,096 - 33 = 751,096$$

Объемная теплоемкость газов за турбиной (перед котлом-утилизатором), кДж/(м³·град):

$$c_p^{T'} = h_d / t_d = 751,096 / 561,329 = 1,338$$

Массовая теплоемкость газов за турбиной (перед котлом-утилизатором), кДж/(кг·град):

$$c_p^T = c_p^{T'} / \rho_T = 1,338 / 1,2655 = 1,057$$

где ρ_T — плотность газов при нормальных условиях, п. 2.2.

Средняя объемная теплоемкость процесса расширения турбины, кДж/(м³·град):

$$c_{pcp}^{\Gamma'} = \frac{h_c - h_d}{t_c - t_d} = \frac{2090,54 - 751,096}{1400 - 561,329} = 1,597$$

Средняя массовая теплоемкость процесса расширения турбины, кДж/(кг·град):

$$c_{pcp}^{\Gamma} = c_{pcp}^{\Gamma'} / \rho_{\Gamma} = 1,597 / 1,2655 = 1,261$$

где ρ_{Γ} – плотность газов при нормальных условиях, п. 2.2 .

Средний показатель степени процесса расширения турбины:

$$m_{\Gamma cp} = R_{\Gamma} / c_{pcp}^{\Gamma} = 0,29316 / 1,261 = 0,232$$

где R_{Γ} – газовая постоянная, п. 2.2.

По среднему показателю степени $m_{\Gamma cp}$ выполняется второе приближение. Расчет повторяется . Уточняются температура, теплоемкость и энтальпия газов за турбиной T_d, c_{pcp}^{Γ} и h_d .

$$T_d = T_c \left(1 - (1 - \delta^{-m_{\Gamma}}) \cdot \eta_T \right) = 1673 \cdot \left(1 - (1 - 28,5^{-0,232}) \cdot 0,88 \right) = 877,55$$

$$t_d = T_d - 273 = 877,55 - 273 = 604,55$$

Теплоемкостикомпонентов газа за турбиной при температуре t_d ,
кДж/(м³·град):

$$c_{RO_2} = (1,699 + 0,0004798 \cdot t_d) = (1,699 + 0,0004798 \cdot 604,55) = 1,99,$$

$$c_{H_2O} = (1,4733 + 0,0002498 \cdot t_d) = (1,4733 + 0,0002498 \cdot 604,55) = 1,624,$$

$$c_{N_2} = (1,2799 + 0,0001107 \cdot t_d) = (1,2799 + 0,0001107 \cdot 604,55) = 1,346,$$

$$c_{V_0} = (1,2866 + 0,0001201 \cdot t_d) = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 604,55) = 1,359.$$

Аналогично определяются теплоемкости компонентов при температуре 25°C :

$$c_{RO_2} = (1,6990 + 0,0004798 \cdot 25) = 1,71,$$

$$c_{H_2O} = (1,4733 + 0,0002498 \cdot 25) = 1,48,$$

$$c_{N_2} = (1,2799 + 0,0001107 \cdot 25) = 1,2826675,$$

$$c_{V_0} = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 25) = 1,29.$$

Энтальпия газов при температуре t_d , кДж/м³:

$$h'_d = (1,99 \cdot 0,04 + 1,624 \cdot 0,095 + 1,346 \cdot 0,3 + 1,359 \cdot 0,563) \cdot 604,55 = 848,06$$

Аналогично определяется энтальпия газов h_{Γ} при температуре 25°C:

$$h'_{\Gamma} = (1,71 \cdot 0,04 + 1,48 \cdot 0,095 + 1,2826675 \cdot 0,3 + 1,29 \cdot 0,563) \cdot 25 = 33$$

Энтальпия газов за турбиной, кДж/м³:

$$h_d = h'_d - h_{\Gamma}(25^{\circ}) = 848,06 - 33 = 815,06$$

Объемная теплоемкость газов за турбиной (перед котлом-утилизатором), кДж/(м³·град):

$$c_p^{\Gamma'} = h_d / t_d = 815,06 / 604,55 = 1,348$$

Массовая теплоемкость газов за турбиной (перед котлом-утилизатором), кДж/(кг·град):

$$c_p^{\Gamma} = c_p^{\Gamma'} / \rho_{\Gamma} = 1,348 / 1,2655 = 1,065$$

Средняя объемная теплоемкость процесса расширения турбины, кДж/(м³·град):

$$c_{pcp}^{\Gamma'} = \frac{h_c - h_d}{t_c - t_d} = \frac{2090,54 - 815,06}{1400 - 604,55} = 1,603$$

Средняя массовая теплоемкость процесса расширения турбины, кДж/(кг·град):

$$c_{pcp}^{\Gamma} = c_{pcp}^{\Gamma'} / \rho_{\Gamma} = 1,603 / 1,2655 = 1,267$$

Средний показатель степени процесса расширения турбины:

$$m_{\Gamma cp} = R_{\Gamma} / c_{pcp}^{\Gamma} = 0,29316 / 1,267 = 0,231$$

Работа расширения газа в турбине (полезно использованный теплоперепад), кДж/кг:

$$H_{iT} = (h_c - h_d) / \rho_{\Gamma} = (2090,54 - 751,096) / 1,2655 = 1058,43 \quad (2.48)$$

Располагаемый теплоперепад турбины, кДж/кг:

$$H_{0T} = H_{iT} / \eta_T = 1058,43 / 0,88 = 1202,762 \quad (2.49)$$

Работа, затраченная на сжатие воздуха в компрессоре, кДж/м³:

$$H_K = h_b - h_a = 688,39 + 19,362 = 707,752 \quad (2.50)$$

Коэффициент, учитывающий утечки воздуха:

$$b = \frac{\alpha \cdot V_0 (1 + \alpha_y)}{1 + \alpha \cdot V_0} = \frac{2,481 \cdot 9,74 \cdot (1 + 0,005)}{1 + 2,481 \cdot 9,74} = 0,965 \quad (2.51)$$

где α – коэффициент избытка воздуха,

α_y – коэффициент утечек.

Полезная работа ГТУ на валу агрегата, кДж/м³:

$$H_e = H_{iT} \cdot \eta_M \cdot \rho_T - b \cdot H_K = 1058,43 \cdot 0,99 \cdot 1,2655 - 0,965 \cdot 707,752 = 643,068 \quad (2.52)$$

Объемный расход газова турбину, м³/с:

$$G'_T = N_{\Sigma} / (H_e \cdot \eta_{\Sigma.T}) = 76720 / (643,068 \cdot 0,982) = 121,489 \quad (2.53)$$

Массовый расход газова турбину, кг/с:

$$G_T = G'_T \cdot \rho_T = 121,489 \cdot 1,2655 = 153,745 \quad (2.54)$$

Расход воздуха, подаваемого компрессором, с учетом утечек, м³/с:

$$G_K = b \cdot G'_T = 0,965 \cdot 121,489 = 117,236 \quad (2.55)$$

Расход топлива на ГТУ без охлаждения, м³/с:

$$B = \frac{G'_T}{(1 + \alpha \cdot V_0)} = \frac{121,489}{(1 + 2,481 \cdot 9,74)} = 4,827 \quad (2.56)$$

Мощность, развиваемая газовой турбиной, кВт:

$$N_{iT} = G_T \cdot H_{iT} = 153,745 \cdot 1058,43 = 162728,32 \quad (2.57)$$

Мощность, потребляемая компрессором, кВт:

$$N_K = G_K \cdot H_K = 117,236 \cdot 707,752 = 82974,013 \quad (2.58)$$

Коэффициент полезной работы ГТУ:

$$\varphi = \frac{N_{iT} - N_K}{N_{iT}} = \frac{162728,32 - 82974,013}{162728,32} = 0,49 \quad (2.59)$$

Коэффициент полезного действия ГТУ (электрический КПД ГТУ) без охлаждения:

$$\eta_{\mathcal{E}} = \frac{(N_{iT} - N_K) \cdot \eta_{\mathcal{E}.Г.}}{B \cdot Q_H^p} = \frac{(162728,32 - 82974,013) \cdot 0,982}{4,827 \cdot 36680} = 0,443 \quad (2.60)$$

2.2.4 Учет охлаждения турбины ГТУ

Относительный расход воздуха, отбираемый от компрессора на охлаждение турбины, м³/м³:

$$g_{\mathcal{E}} = G_{oxl} / G_T = 0,02 + 0,32 \cdot 10^{-3} \cdot (t_c - t_w), \quad (2.61)$$

$$g_{\mathcal{E}} = 0,02 + 0,32 \cdot 10^{-3} \cdot (1400 - 850) = 0,196$$

где t_w – наибольшая допустимая температура металла лопаток, определяемая по условиям прочности, $t_w = 800-850$ °С.

Ориентировочная температура газов после первой ступени, K , (если принять число ступеней газовой турбины $z=4$ и считать работу всех ступеней одинаковой):

$$T_2^I = T_c - \frac{1}{z} \cdot \frac{H_{iT}}{c_{pcp}^I} = 1673 - \frac{1}{4} \cdot \frac{1058,43}{1,267} = 1464,154 \quad (2.62)$$

Коэффициент снижения работы охлаждаемой турбины:

$$\gamma = \frac{1}{\varphi} \cdot \left(1 - \varphi - \frac{z-1}{z} \cdot \frac{T_b}{T_2^I} \right) + \frac{0,6}{4 \cdot \varphi}. \quad (2.63)$$

где γ_k - коэффициент снижения работы турбины за счет затрат на сжатие дополнительного воздуха, подаваемого на охлаждение;

γ_T - коэффициент снижения работы турбины вследствие снижения эффективности охлаждаемых ступеней по сравнению с неохлаждаемыми;

γ_B - коэффициент увеличения работы турбины за счет дополнительной работы охлаждающего воздуха, сбрасываемого в проточную часть.

$$\gamma = \frac{1}{0,49} \cdot \left(1 - 0,49 - \frac{4-1}{4} \cdot \frac{806,8}{1464,154} \right) + \frac{0,6}{4 \cdot 0,49} = 0,503 \quad (2.64)$$

Располагаемая работа ГТУ без охлаждения, $кДж/м^3$:

$$H_{ГТУ} = H_{iT} \cdot \rho_T - b \cdot H_K = 1058,43 \cdot 1,2655 - 0,965 \cdot 707,752 = 656,462 \quad (2.65)$$

Внутренняя работа ГТУ с охлаждением, $кДж/м^3$:

$$H_{ГТУ}^{охл} = H_{ГТУ} \cdot (1 - \gamma \cdot g_e) = 656,462 \cdot (1 - 0,503 \cdot 0,196) = 591,742 \quad (2.66)$$

Механический КПД ГТУ, % :

$$\eta_{ГТУ}^M = 1 - \frac{(1 - \eta_M)}{\varphi} = 1 - \frac{(1 - 0,99)}{0,49} = 0,9795 \quad (2.67)$$

Объемный расход газов на турбину с охлаждением, м³/с:

$$G_T^{охл'} = \frac{N_{\Theta}}{H_{ГТУ}^{охл} \cdot \eta_{ГТУ}^M \cdot \eta_{\Theta.Г.}} = \frac{76720}{591,742 \cdot 0,9795 \cdot 0,982} = 134,79 \quad (2.68)$$

Массовый расход газов на турбину с охлаждением, кг/с:

$$G_T^{охл} = G_T^{охл'} \cdot \rho_{Г} = 134,79 \cdot 1,2655 = 170,577 \quad (2.69)$$

Расход топлива на ГТУ с охлаждением, м³/с:

$$B_{охл} = \frac{G_T^{охл'}}{1 + \alpha \cdot V_0} = \frac{134,79}{1 + 2,481 \cdot 9,74} = 5,356 \quad (2.70)$$

Расход воздуха в камеру сгорания с учетом расхода на охлаждение, м³/с:

$$G_{КС}^{охл} = \frac{\alpha \cdot V_0}{1 + \alpha \cdot V_0} \cdot G_T^{охл'} = \frac{2,481 \cdot 9,74}{1 + 2,481 \cdot 9,74} \cdot 134,79 = 129,433 \quad (2.71)$$

Необходимая производительность компрессора с учетом расхода воздуха на охлаждение, м³/с:

$$G_K^{охл'} = (b + g_g) \cdot G_T^{охл'} = (0,965 + 0,196) \cdot 134,79 = 156,49 \quad (2.72)$$

Объемный расход газов на выходе из турбины с учетом воздуха, сбрасываемого в проточную часть из системы охлаждения (расход газов в котел-утилизатор), м³/с:

$$G'_{KY} = (1 + g_v) \cdot G_T^{охл'} = (1 + 0,196) \cdot 134,79 = 161,208 \quad (2.73)$$

Массовый расход газов на выходе из турбины с учетом воздуха, сбрасываемого в проточную часть из системы охлаждения (расход газов в котел-утилизатор), кг/с:

$$G_{KY} = G'_{KY} \cdot \rho_{\Gamma} = 161,208 \cdot 1,2655 = 204,009 \quad (2.74)$$

Электрический КПД ГТУ с охлаждением:

$$\eta_{\mathcal{E}}^{охл} = \eta_{\mathcal{E}} \cdot (1 - \gamma \cdot g_v) = 0,443 \cdot (1 - 0,503 \cdot 0,196) = 0,399 \quad (2.75)$$

2.3 Тепловой расчет котла-утилизатора

Для каждого из элементов КУ можно записать уравнение теплового баланса. Для совместных поверхностей пароперегревателя и (испарителя) оно будет иметь следующий вид:

$$G_{\Gamma}(I_d - I_{\text{ЭК}}) = G_{\Pi}(h_0 - h_{\text{ЭК}}), \quad (2.76)$$

где h_0 —начальная энтальпия пара,

$I_{\text{ЭК}}, h_{\text{ЭК}}$ — энтальпия газов и воды в пинч-точке.

По давлению P_0 определим температуру насыщения и энтальпии пара, воды:

$$t_s^h = t(P_0) = 296,4$$

$$h = h'(P_0) = 3483,64$$

$$h_{\text{ЭК}} = h''(P_0) = 1324,716$$

$$\delta t_{\text{ЭК}} = 8^{\circ}\text{C}$$

По давлению в конденсаторе определим температуру питательной воды, $^{\circ}\text{C}$:

$$t_s = t(P_{\kappa}) = 28,96$$

Температура газов перед экономайзером, $^{\circ}\text{C}$:

$$\theta_{\text{ЭК}} = (t_s + \delta t_{\text{ЭК}}) = 296,4 + 8 = 304,4$$

Теплоемкости компонентов после испарителя при температуре $\theta_{\text{ЭК}}$, $\text{кДж}/(\text{м}^3 \cdot \text{град})$:

$$c_{RO_2} = (1,699 + 0,0004798 \cdot \theta_{ЭК}) = (1,699 + 0,0004798 \cdot 304,4) = 1,845,$$

$$c_{H_2O} = (1,4733 + 0,0002498 \cdot \theta_{ЭК}) = (1,4733 + 0,0002498 \cdot 304,4) = 1,549,$$

$$c_{N_2} = (1,2799 + 0,0001107 \cdot \theta_{ЭК}) = (1,2799 + 0,0001107 \cdot 304,4) = 1,313,$$

$$c_{V0} = (1,2866 + 0,0001201 \cdot \theta_{ЭК}) = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 304,4) = 1,323.$$

Аналогично определяются теплоемкости компонентов при температуре 25°C :

$$c_{RO_2} = (1,6990 + 0,0004798 \cdot 25) = 1,71,$$

$$c_{H_2O} = (1,4733 + 0,0002498 \cdot 25) = 1,4795,$$

$$c_{N_2} = (1,2799 + 0,0001107 \cdot 25) = 1,2826,$$

$$c_{V0} = (1,2866 + 0,0001201 \cdot 25) = 1,2896.$$

Энтальпия газов при температуре $\theta_{ЭК}$, кДж/м³:

$$h'_{\theta_{ЭК}} = (1,845 \cdot 0,04 + 1,549 \cdot 0,095 + 1,313 \cdot 0,3 + 1,323 \cdot 0,563) \cdot 304,4 = 413,893$$

Аналогично определяется энтальпия газов h_{Γ} при температуре 25°C:

$$h'_Г = (1,77097 \cdot 0,04 + 1,51 \cdot 0,095 + 1,31737 \cdot 0,3 + 1,3 \cdot 0,563) \cdot 25 = 33,5$$

Энтальпия газов за испарителем, кДж/м³:

$$h_{\theta_{ЭК}} = h'_{\theta_{ЭК}} - h'_Г(25^{\circ}) = 413,893 - 33,5 = 380,393$$

Так как $h_{ЭК} = h'(p_0)$, где h' —энтальпия воды в состоянии насыщения при давлении p_0 , то массовый расход генерируемого пара, кг/с:

$$G_{\Pi} = G_{\Gamma} (I_d - I_{ЭК}) / (h_0 - h_{ЭК}) \quad (2.77)$$

$$G_{\Pi} = 204,009(571,55 - 296,4) / (3483,64 - 1324,716) = 26$$

Из уравнения теплового баланса для экономайзера найдем энтальпию уходящих газов, кДж/м³:

$$G_{\Gamma} (I_{ЭК} - I_{УХ}) = G_{\Pi} (h_{ЭК} - \bar{t}_{П.В.}) \quad (2.78)$$

$$I_{УХ} = \frac{26(1324,716 - 151,16) - 204,009 \cdot 296,4}{204,009} = 146,835$$

где $I_{УХ}$ — энтальпия уходящих газов,

$\bar{t}_{П.В.}$ — энтальпия питательной воды на входе в КУ.

Средняя теплоемкость уходящих газов перед экономайзером, кДж/(м³·град):

$$c_{pcp}^{r'} = \frac{h_c - h_d}{t_c - t_d} = \frac{2090,54 - 815,06}{1400 - 604,55} = 1,603 \quad (2.79)$$

Теплоемкость уходящих газов перед экономайзером, кДж/(кг·град):

$$c_{pcp}^r = c_{pcp}^{r'} / \rho_r = 1,603 / 1,2655 = 1,266 \quad (2.80)$$

Для предотвращения коррозии трубок экономайзера, температуру питательной воды на входе в экономайзер необходимо иметь не меньше 60 °С, для этого используется рециркуляция питательной воды (см. рисунок 4).

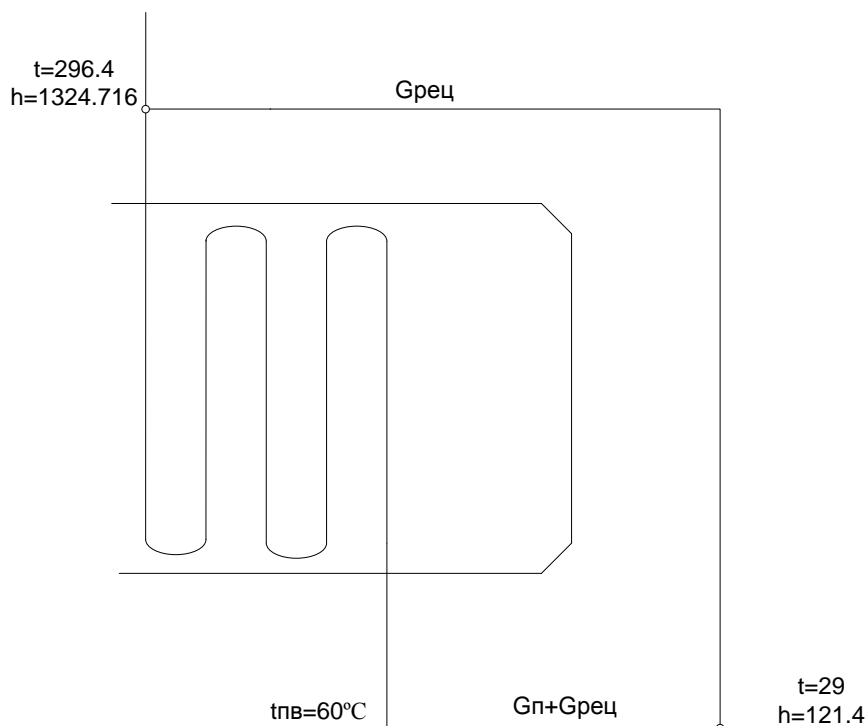


Рисунок 4 – Рециркуляция питательной воды

Уравнение экономайзера с учетом рециркуляции:

$$(G_{\Pi} + G_{\text{Рец}}) \cdot \bar{t}_{\text{смеш}} = (G_{\Pi} \cdot \bar{t}_{\text{нв}} - G_{\text{Рец}} \cdot h_{\text{ЭК}}) \quad (2.81)$$

$$(26 + G_{\text{Рец}}) \cdot 251,16 = (26 \cdot 121,4 - G_{\text{Рец}} \cdot 1324,716)$$

Определяем расход воды рециркуляции, кг/с:

$$G_{\text{Рец}} = 2,14 \quad (2.82)$$

Из уравнения теплового баланса для экономайзера с учетом регенерации найдем энтальпию уходящих газов, кДж/м³:

$$G_{\Gamma} (I_{\text{ЭК}} - I_{\text{УХ}}) = (G_{\Pi} + G_{\text{Рец}}) (h_{\text{ЭК}} - \bar{t}_{\text{смеш}}) \quad (2.83)$$

$$I_{\text{УХ}} = \frac{(26 + 2,14)(1324,716 - 251,16) - 204,009 \cdot 296,4}{204,009} = 148,318$$

Теплоемкостью уходящих газов задаемся равной 0,78012 кДж/(кг·град)

Определяем температуру уходящих газов $\theta_{\text{УХ}}$, °С :

$$\theta_{\text{УХ}} = \theta_{\text{ЭК}} - (G_{\Pi} + G_{\text{Рец}}) (h_{\text{ЭК}} - \bar{t}_{\text{смеш}}) / (c_{\text{пГ}} \cdot G_{\Gamma}) \quad (8)$$

$$\theta_{\text{УХ}} = 304,4 - (26 + 2,14) \cdot (1324,716 - 251,16) / (1,065 \cdot 204,009) = 164,171$$

Полученные данные позволяют определить КПД КУ (коэффициент утилизации):

$$\eta_{KY} = (I_d - I_{yx}) / (I_d - I_a) \quad (2.84)$$

$$\eta_{KY} = (815,06 - 148,318) / (815,06 + 19,362) = 0,8$$

где I_a – энтальпия газов при температуре окружающей среды θ_a .

Если принять, что изобарические теплоемкости газов на входе в КУ и выходе из него примерно равны, то можно воспользоваться следующей формулой:

$$\eta_{KY} = (\theta_d - \theta_{yx}) / (\theta_d - \theta_a) \quad (2.85)$$

$$\eta_{KY} = (604,55 - 164,171) / (604,55 - 10) = 0,74$$

В результате расчета необходимо построить диаграмму $t - \bar{Q}$ (см. рисунок 5)

Найдем абсолютные значения теплоты, отданные газами ГТУ, кДж/кг:

$$Q_{III} = 25922,159;$$

$$Q_{исп} = G_n \cdot (h''_{исп} - h'_{исп}) = 26 \cdot (3483,64 - 1324,716) = 56132,024;$$

$$Q_{ЭК} = (G_n + G_{pec}) \cdot (h_{ЭК} - \bar{t}_{смеш}) = (26 + 2,14) \cdot (1324,716 - 251,16) = 30209,865;$$

Определим теплоты, передаваемые газами рабочему телу ПТУ по ходу их движения в КУ:

$$\bar{Q}_{КУ} = Q_{III} + Q_{исп} + Q_{ЭК} = 25922,159 + 56132,024 + 30209,865 = 112264,048;$$

$$\bar{Q}_{III} = Q_{III} / Q_{KY} = 25922,159 / 112264,048 = 0,23;$$

$$\bar{Q}_{ИСП} = Q_{ИСП} / Q_{KY} = 56132,024 / 112264,048 = 0,5;$$

$$\bar{Q}_{ЭК} = Q_{ЭК} / Q_{KY} = 30209,865 / 112264,048 = 0,27$$

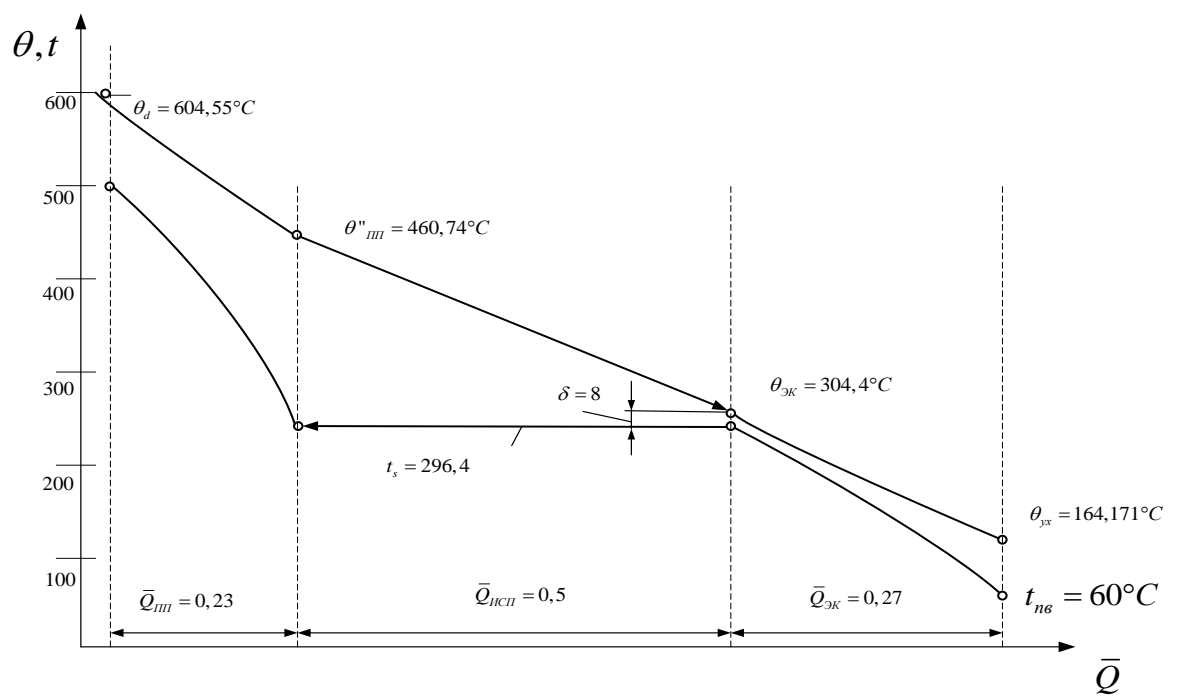


Рисунок 5 – Диаграмма $t - \bar{Q}$

2.4 Тепловой расчет ПТУ

По заводским данным для турбины Т-26/36-7,5/0,12

Таблица 3 – Технические характеристики турбины Т-26/36-7,5/0,12

Наименование параметра	Обозначение	Значение
Электрическая мощность номинальная, МВт	$W_э$	36
Начальное давление острого пара, МПа	P_0	7.56
Начальная температура острого пара, °С	t_0	532
Конечное давление, МПа	P_k	0.0034
Число отборов пара на регенерацию	n	1

Давления в отборе:

$P_{отб} = 0,118 \text{ МПа};$

Электромеханический КПД $\eta_{эм} = 0,98.$

Расход пара на собственные нужды машинного отделения $\alpha_{сн}^{мз} = 1,2 \text{ \%};$

Расход пара на собственные нужды котельного цеха $\alpha_{сн}^{кц} = 1,2 \text{ \%};$

Внутростанционные потери конденсата $\alpha_{yt} = 1,1 \text{ \%};$

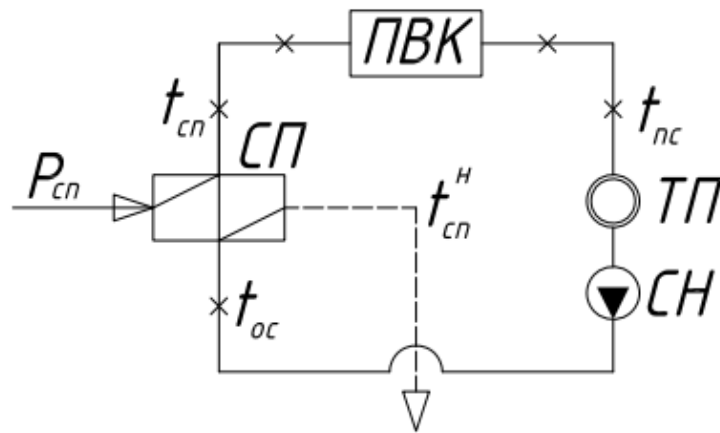
Температура химически очищенной воды $t_{хов} = 30^\circ\text{C};$

КПД подогревателей поверхностного типа $\eta = 98 \text{ \%}.$

Температурный график сети для г. Уссурийска принимаем $150/70^\circ\text{C}.$

2.4.1 Расчет установки по подогреву сетевой воды

Расчетная схема подогрева сетевой воды представлена на рисунке 6.



ТП - тепловой потребитель; ПВК - пиковый водогрейный котел; СН - сетевой насос; СП – сетевой подогреватель

Рисунок 6 – Схема подогрева сетевой воды

Расход сетевой воды, кг/с:

$$G_{св} = \frac{Q_{от}^{max}}{C_B \cdot \Delta t} = \frac{36000}{4,186 \cdot (150 - 70)} = 107,5 \quad (2.86)$$

Тепловая нагрузка пикового водогрейного котла составляет, МВт:

$$Q_{ПВК} = Q_{от}^{max} - Q_{отб}^{турб} = 36 - 18 = 18 \quad (2.87)$$

Коэффициент теплофикации:

$$\alpha = \frac{Q_{от}^{турб}}{Q_{от}^{max}} = \frac{18}{36} = 0,5 \quad (2.88)$$

Температура сетевой воды после сетевого подогревателя, °С:

$$t_{\text{сп}} = t_{\text{ос}} + \frac{Q_{\text{пвк}}}{G_{\text{св}} \cdot C_{\text{в}}} = 70 + \frac{18000}{107,5 \cdot 4,186} = 110 \quad (2.89)$$

Принимая недогрев сетевой воды в сетевом подогревателе $\vartheta = 5$ °С, температура насыщения конденсирующего пара сетевого подогревателя составит, °С:

$$t_{\text{сп}}^{\text{н}} = t_{\text{сп}} + \vartheta = 110 + 5 = 115 \quad (2.90)$$

Энтальпия насыщения конденсирующего пара сетевого подогревателя, кДж/кг:

$$\overline{t}_{\text{сп}}^{\text{н}} = 431$$

Давление пара в корпусе сетевого подогревателя, МПа:

$$P'_{\text{сп}} = 0,17$$

2.4.2 Построение процесса расширения пара на i-s диаграмме

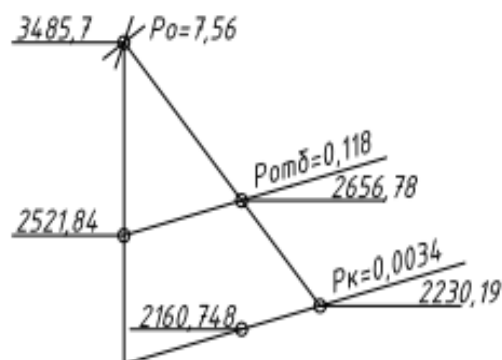


Рисунок 3 – Процесс расширения пара в турбине Т-26/36-7,5/0,12 в i-s диаграмме

Расход пара на сетевой подогреватель (из уравнения теплового баланса) определяется, кг/с:

$$D_{\text{сп}} = \frac{G_{\text{св}} \cdot \Delta t_{\text{сп}} \cdot C_{\text{в}}}{(i_{\text{отб}} - \bar{t}_{\text{сп}}^{\text{н}}) \cdot \eta_{\text{п}}} = \frac{107,5 \cdot 110 \cdot 4,186}{(2656,78 - 431) \cdot 0,98} = 8,8 \quad (2.91)$$

Нагрузка сетевого подогревателя, кВт:

$$Q_{\text{сп}} = G_{\text{св}} \cdot (t_{\text{сп}} - t_{\text{ос}}) \cdot C_{\text{в}} = 107,5 \cdot (110 - 70) \cdot 4,186 = 17999,8 \quad (2.92)$$

2.4.3 Определение параметров по элементам схемы

Сетевой подогреватель (СП). Давление пара в отборе 0,118 МПа. Принимая потерю давления в паропроводе 5 %, находим давление пара у подогревателя, МПа:

$$P_{\text{сп}} = 0,118 \cdot 0,95 = 0,1121$$

Температура насыщения греющего пара [5], °C:

$$t_n = 102,8$$

Энтальпия конденсата греющего пара, кДж/кг:

$$\bar{t}_n = 431$$

Температура питательной воды за подогревателем с учётом недогрева, °C:

$$t_{нс} = t_n - \vartheta_{ПВД} = 102,8 - 5 = 97,8$$

Энтальпия питательной воды, кДж/кг:

$$\bar{t}_{нс} = t_{нс} \cdot C_s = 97,8 \cdot 4,186 = 409,39$$

Энтальпия греющего пара (из i-S диаграммы), кДж/кг:

$$i_{омб} = 2656,78$$

Использованный теплоперепад турбиной до отбора на СП, кДж/кг:

$$h = i_0 - i_{омб} = 3485,7 - 2656,78 = 828,92$$

Также определяем параметры по другим элементам схемы. Результаты сводим в таблицу 4.

Таблица 4 – Параметры элементов тепловой схемы

Наименование величины	СП	Конденсатор
Давление отборного пара, МПа	0,118	0,0034
Энтальпия пара, кДж/кг	2656,78	2230,19
Давление пара у подогревателя, МПа	0,1121	0,00323
Температура насыщения греющего пара, °С	102,8	
Энтальпия конденсата греющего пара, кДж/кг	431	
Температура воды за подогревателем, °С	97,8	
Энтальпия воды за подогревателем, кДж/кг	409,39	
Использованный теплоперепад, кДж/кг	828,92	1255,51

2.4.4 Определение предварительного расхода пара на турбину

Коэффициент недоиспользования мощности отопительного отбора:

$$y_{СП} = \frac{i_{\text{вс}} - i_k}{i_0 - i_k} = \frac{2656,78 - 2230,19}{3485,7 - 2230,19} = 0,339 \quad (2.93)$$

Принимая коэффициент регенерации $K_p = 1,235$ [2] расход пара на турбину составит, кг/с:

$$D_T = K_p \cdot \left(\frac{W_9}{H_i \cdot \eta_{\text{эм}}} + y_{СП} \cdot D_{СП} \right) =$$

$$1,235 \cdot \left(\frac{36000}{1255,51 \cdot 0,98} + 0,339 \cdot 8,8 \right) = 39,818 \quad (2.94)$$

где, $H_t = 1255,51$ кДж/кг – теплоперепад, срабатываемый турбиной;

$\eta_{эм} = 0,98$ – электромеханический КПД.

2.4.5 Баланс пара и конденсата

Расход пара на эжектор принят 0,5 % от расхода пара на турбину [3], кг/с:

$$D_{эж} = 0,005 \cdot D_T = 0,005 \cdot 39,818 = 0,199$$

Расход пара на уплотнение турбины [3], кг/с:

$$D_{упл} = 0,01 \cdot D_T = 0,01 \cdot 39,818 = 0,398$$

Утечки пара и конденсата, кг/с:

$$D_{ум} = \frac{\alpha_{ум}}{100} \cdot D_T = \frac{1,1}{100} \cdot 39,818 = 0,438$$

Расход пара на собственные нужды, кг/с:

$$D_{сн} = \frac{\alpha_{сн}^{МЗ} + \alpha_{сн}^{КО}}{100} \cdot D_T = \frac{1,2 + 1,2}{100} \cdot 39,818 = 0,955$$

Расход перегретого пара, кг/с:

$$D_{не} = D_T + D_{эж} + D_{упл} + D_{ум} + D_{сн} =$$

$$39,818 + 0,199 + 0,398 + 0,438 + 0,955 = 41,808$$

Расход питательной воды, кг/с:

$$G_{ne} = D_{ne} = 41,808$$

2.4.6 Расчёт технико-экономических показателей работы станции

Расход тепла на турбоустановку, кВт:

$$Q_{my} = D_m \cdot (i_0 - \bar{t}_{ne}) + (D_{ym} + D_{ch}) \cdot (t_{хов} \cdot c_6 - \bar{t}_{ne}) =$$

$$39,818 \cdot (3485,7 - 251,6) + (0,438 + 0,955) \cdot (30 \cdot 4,186 - 251,6) = 128599,84$$

Затраченная теплота на сетевые подогреватели, кВт:

$$Q_m = D_{СП} \cdot (i_{СП} - \bar{t}_{СП}^n) = 8,8 \cdot (2656,78 - 431) = 19586,864 \quad (2.95)$$

Расход тепла турбоустановкой на производство электроэнергии, кВт:

$$Q_{my}^e = Q_{my} - Q_m = 128599,84 - 19586,864 = 109012,98 \quad (2.96)$$

Тепловая нагрузка котла, кВт:

$$Q_{ne} = D_{ne} \cdot (i_{ne} - \bar{t}_{ne}) = 39,818 \cdot (3485,7 - 251,6) = 128775,39 \quad (2.97)$$

Полный расход натурального топлива, м³/с

$$B = \frac{Q_{ne}}{Q_n^p \cdot \eta_{nz}} = \frac{128775,39}{36680 \cdot 0,93} = 3,775 \quad (2.98)$$

Расход натурального топлива на выработку электроэнергии, м³/с:

$$B_{\text{э}} = B \cdot K_{\text{э}} \cdot \frac{W_{omn}}{W - W_{\text{э}}^{ch}} = 3,775 \cdot 0,865 \cdot \frac{32760}{36000 - 1800} = 3,12 \quad (2.99)$$

Принимая мощность собственных нужд блока 9 % [3], отпущенная мощность составляет, кВт:

$$W_{omn} = W_{\text{э}} - e_{ch} \cdot W_{\text{э}} = 36000 - 0,09 \cdot 36000 = 32760 \quad (2.100)$$

Мощность собственных нужд, затраченная только на производство электроэнергии, кВт:

$$W_{\text{э}}^{ch} = e_{\text{э}}^{ch} \cdot W_{\text{э}} = 0,05 \cdot 36000 = 1800 \quad (2.101)$$

где, $e_{\text{э}}^{ch} = 0,05$ доля электроэнергии затраченная на производство электроэнергии [3].

Коэффициент отнесения затрат топлива энергетическими котлами на производство электроэнергии:

$$K_{\text{э}} = \frac{Q_{my}^{\text{э}} + \Delta Q_{om\delta}^{\text{э}} + Q_{my}^{ch}}{Q_{my}^{\text{э}} + \Delta Q_{om\delta}^{\text{э}} + Q_{my}^{ch} + Q_{my}^m} = \frac{109012,98 + 10259,886 + 6429,992}{109012,98 + 10259,886 + 6429,992 + 19586,864} = 0,865 \quad (2.102)$$

Увеличение расхода тепла на производство электроэнергии за счет отборов пара, кВт:

$$\Delta Q_{отб}^3 = [Q_{вс} \cdot (1 - \xi_{вс})] \cdot \frac{Q_m^{отб}}{Q_m} = [17999,8 \cdot (1 - 0,43)] \cdot 1 = 10259,886 \quad (2.103)$$

Коэффициенты ценности тепла:

$$\begin{aligned} \xi_{вс} &= \frac{i_{вс} - i_{\kappa}}{i_0 - i_{\kappa} + \Delta i_{nn}} \cdot \left(1 + K \cdot \frac{i_0 + \Delta i_{nn} - i_{вс}}{i_0 + \Delta i_{nn} - i_{\kappa}} \right) = \\ &= \frac{2656,78 - 2230,19}{3485,7 - 2230,19} \cdot \left(1 + 0,42 \cdot \frac{3485,7 - 2656,78}{3485,7 - 2230,19} \right) = 0,43 \end{aligned} \quad (2.104)$$

Расход тепла на собственные нужды турбоагрегата, кВт:

$$Q_{мв}^{сн} = 0,05 \cdot Q_{мв} = 0,05 \cdot 128599,84 = 6429,992 \quad (2.105)$$

Расход топлива на выработку тепла, м³/с:

$$B_m = B - B_{\text{г}} + B_{\text{ПВК}} = 3,775 - 3,12 + 0,537 = 1,192 \quad (2.106)$$

Расход топлива пиковыми водогрейными котлами, м³/с:

$$B_{\text{ПВК}} = \frac{Q_{\text{ПВК}}}{Q_n^p \cdot \eta_{n2}} = \frac{18000}{36800 \cdot 0,93} = 0,537 \quad (2.107)$$

Удельный расход топлива на выработку электроэнергии, м³/кВт·ч:

$$b_3 = \frac{B_3}{W_{omn}} \cdot 3600 = \frac{3,12}{32760} \cdot 3600 = 0,342 \quad (2.108)$$

Удельный расход условного топлива на выработку тепла, м³/ГДж:

$$b_m = \frac{B_m}{Q_{om}^{max}} \cdot 10^6 = \frac{1,192}{36000} \cdot 10^6 = 33,1 \quad (2.109)$$

Удельный расход условного топлива на выработку тепла блоком (без ПВК), м³/ГДж:

$$b_m = \frac{B - B_3}{Q_{om}^{турб}} \cdot 10^6 = \frac{3,775 - 3,12}{36000} \cdot 10^6 = 18,194 \quad (2.110)$$

2.4.7 Выбор вспомогательного оборудования в пределах ПТС

2.4.7.1 Сетевые подогреватели

Подогреватели сетевой воды выбираем по расчетному пропуску воды, давлению пара в корпусе и температуре пара на входе и воды на выходе.

Расчетный пропуск сетевой воды $G_{св} = 107,5 \text{ кг/с} = 387 \text{ т/ч}$. Для обеспечения такой производительности установим подогреватель: *ПСВ-500-3-23с* характеристиками:

- Площадь поверхности теплообмена 500 м².
- Рабочее давление пара 3 и 23 атм.
- Рабочее давление воды в трубной системе 8 атм.

2.4.7.2 Выбор питательных насосов

Для блочных электростанций производительность питательных насосов выбирают по расходу питательной воды на блок с запасом 6-8%, т/ч:

$$G = G_{нб} \cdot 1,07 = 150,5 \cdot 1,06 = 159,53 \quad (2.111)$$

Напор питательного насоса принимается на 30-50% больше, чем номинальное давление пара перед турбиной, м. вод.ст.:

$$H = P \cdot 10 \cdot 1,3 = 75,6 \cdot 10 \cdot 1,3 = 982,8 \quad (2.112)$$

Выбираем питательный насос ПЭ-580-185-5 [2] в количестве 1шт, с характеристиками [2]:

- Производительность – 580 м³/ч.
- Максимальный напор – 2030 м. вод.ст.
- Частота вращения 2985 об/мин.
- КПД – 81 %.
- Мощность электродвигателя – 5000 кВт.

2.4.7.3 Выбор конденсатных насосов

За расчетную производительность примем расход конденсата в летний период, D=150,5 т/ч. Принимаем напор конденсатных насосов в пределах 50-150 м. вод.ст.

Выбираем конденсатные насосы К 160–30 (Ист.) – 3 шт. и К–200–150 (Ист.) – 2 шт. (один из которых является резервным), с характеристиками [2]:

- Производительность – 160 м³/ч.
- Максимальный напор – 150 м. вод.ст.
- Частота вращения 1500 об/мин.
- Мощность электродвигателя 275 кВт.
- КПД – 75 %.

2.4.7.4 Выбор циркуляционных насосов

Расход циркуляционной воды на турбину составляет [2], м³/ч:

$$G_{\text{охл.в}} = 4600$$

Так как вода подается по двум трубопроводам, то расход через один насос, м³/ч:

$$Q_{ин} = \frac{G_{охл.в}}{2} = \frac{4600}{2} = 2300 \quad (2.113)$$

Выбираем насосы типа Д 3200-33-2 в количестве двух штук с характеристиками [2]:

- Производительность – 2500 м³/ч.
- Напор – 17м.вод.ст.
- Частота вращения - 730 об/мин.
- КПД – 80-87 %
- Мощность электродвигателя - 130 кВт

2.4.7.5 Выбор сетевых насосов

Выбор производится по производительности и напору.

Производительность сетевого насоса, м³/ч:

$$G = G_{св} \cdot 3,6 = 107,5 \cdot 3,6 = 387 \quad (2.114)$$

Выбираем сетевые насосы СЭ-500-70-16 с характеристиками [2]:

- Производительность – 500 м³/ч
- Напор – 70м.вод.ст.
- Частота вращения 3000 об/мин.
- Потребляемая мощность – 160 кВт.
- КПД – 86 %.

3 Общая часть

3.1 Выбор и описание генерального плана ТЭЦ

План размещения сооружений на территории называют генеральным планом электростанции. При размещении соблюдаются: санитарно-гигиенические, противопожарные правила и нормы. Учтено преобладающее направление ветра, характеризующее "розой ветров".

Сооружения электростанции размещаются так, чтобы обеспечить удобную связь их с топливной и водной базами, потребителями тепловой и электрической энергии. Обязателен также удобный подъезд и подвод железобетонных путей, автомобильных дорог для подвоза топлива, оборудования и материалов.

Территория ТЭЦ разбита на четыре функциональные зоны:

- зона основных производственных зданий (главный корпус и технологически связанные с ним открытые установки трансформаторов, ЗРУ 110 кВ, сооружения циркуляционного водоснабжения, мазутное хозяйство);

- зона ХВО;

- зона складских и вспомогательных зданий;

- бытовая зона.

Административно – бытовой корпус соединен с главным корпусом проходной галеркой, сооруженной на уровне основного оборудования. ЗРУ располагается вдоль фасада, а градирни со стороны торца главного корпуса.

ХВО, склад реагентов и другие вспомогательные помещения расположены со стороны торца главного корпуса и ПВК. ПВК расположена напротив котельного отделения главного корпуса.

Мазутное хозяйство отделяют от площадки ТЭЦ железнодорожные пути. На территории развитая сеть автомобильных дорог, обеспечивающая эксплуатацию между зданиями и сооружениями, а через подъездную дорогу - стгородом. К главному корпусу, мазутному хозяйству, складу химреагентов, материальным складам подведены постоянные транспортные линии.

Территория электростанции благоустраивается и озеленяется. Дороги асфальтируются, на выезде из ТЭЦ (проходная) оборудуется автостоянка и автобусная остановка.

Все здания и сооружения размещаются в пределах основной ограды электростанции.

Генеральный план теплофикационного блока представлен на листе №2 графической части.

3.2 Выбор и описание компоновки главного корпуса

Компоновкой главного корпуса ТЭЦ называют взаимное расположение отдельных помещений, оборудования в строительных конструкциях. Компоновка главного корпуса обеспечивает надежную, безаварийную, безопасную и удобную эксплуатацию оборудования, возможность его ремонта,

удобство монтажа, высокую механизацию работ, соблюдение санитарно-гигиенических и противопожарных требований, экономичность сооружения, удобство расширения станции.

На проектируемой ТЭЦ принимаем закрытую компоновку главного корпуса. Для корпуса ТЭЦ используем сборный железобетонный каркас, состоящий из колонн, опирающихся на монолитный фундамент. Шаг по колоннам - 12 метров. Машинный зал разделяют по высоте на две части: верхнюю, в которой находятся турбоагрегаты и нижнюю, в которой находится вспомогательное оборудование - конденсаторы турбин, регенеративные подогреватели, конденсатные и питательные насосы, трубопроводы охлаждающей воды и др.

Вверху машинного зала устанавливается мостовой электрический кран с основным крюком грузоподъемностью 50 т и малым крюком с грузоподъемностью 10 т. В перекрытии нижнего отделения устанавливаются проемы для обслуживания краном вспомогательного оборудования.

Размещение турбоагрегата островное - вокруг и вдоль стен устроены галерки и проходы. Размещение поперечное, при этом параллельные оси турбоагрегатов и машинного зала перпендикулярны. Турбоагрегаты размещаются турбинами со стороны котельной, а электрическими генераторами со стороны наружной стены машинного зала. Предусмотрена монтажная площадка на уровне пола конденсационного этажа.

В котельном отделении котлы устанавливаются в бесподвальном помещении на собственном каркасе. Устанавливаем один мостовой кран, предназначенный для монтажа и эксплуатации оборудования. На нескольких отметках предусматриваются ремонтные зоны. В котельное отделение проведены железнодорожные пути и обеспечен подъезд автотранспорта.

Внутренние колонны машинного зала и котельной соединяются между собой в пределах промежуточного помещения соединительными балками. Это обеспечивает устойчивость главного корпуса против ветровой нагрузки.

Воздухоподогреватели и дымососы устанавливаются на открытом воздухе возле наружной стены котельной. Регенеративные подогреватели устанавливаются по бокам турбины. Сетевые подогреватели размещаются с учетом трассировки трубопроводов.

В деаэрационном отделении устанавливаются деаэраторы питательной воды. Один его этаж занят кабельной подстанцией, а другой - трубопроводами РОУ и БРОУ. Здесь же располагается распределительное устройство собственных нужд.

Разрез главного корпуса теплофикационного блока представлен на листе №3 графической части.

4 Охрана труда

4.1 Размещение тепловой электростанции

Площадка ТЭЦ расположена в непосредственной близости от тепловых потребителей и промышленного узла.

Территория электростанции имеет надежный прочный грунт, допускающий давление на него от строительных сооружений примерно не менее 0,25 МПа. Уровень грунтовых вод ниже уровня залегания фундаментов зданий и оборудования и низа подвалов. Грунтовые воды по химическому составу не агрессивны и не вызывают коррозии подземных частей зданий и сооружений.

Важным фактором для правильного размещения сооружений электростанции на генплане является господствующее направление и сила ветра, характеризующиеся «розой ветров». Градирни расположены относительно ОРУ так, что господствующий ветер сносит паровое облако над градирнями в сторону противоположную от него. Расположение ТЭЦ по отношению к жилому фонду также соотносится с «розой ветров».

Размещение зданий и сооружений ТЭЦ, расстояния между ними соответствуют нормам СН и П 2-89-80. (Таблица 4.1). В частности, по противопожарным нормам на станции склад мазута сооружен в отрыве от остальных сооружений на специально выделенной и огороженной территории. Планировка площадки предприятия обеспечивает наиболее благоприятные условия для производственного процесса и труда на предприятии, рациональное и экономное использование земельных участков и наибольшую эффективность капитальных вложений.

Таблица 4.1 – Минимальные расстояния между зданиями и сооружениями в зависимости от степени их огнестойкости (СН и П 2-89-80)

Степень огнестойкости зданий и сооружений	Расстояния между зданиями и сооружениями		
	I – II	III	IV – V
I – II	Не нормируется для зданий и сооружений с производствами категорий Г и Д. 9 – для категорий АБВ и Е	9	12
III	9	12	15
IV – V	12	15	18

Расходные склады ядовитых сильнодействующих веществ (СДЯВ)- серной и соляной кислот, аммиака, гидразина, хлора, размещаемые на площадке ТЭЦ, спроектированы в соответствии со следующими требованиями: расходные склады СДЯВ размещены в помещениях химводоочистки и складов

реагентов, в которых потребляются СДЯВ; расходный склад хлора емкостью до 2т размещен в отдельном помещении хлораторной установки.

Производственные вспомогательные и складские здания объединены в более крупные здания т.к. это объединение экономически целесообразно и допустимо по технологическим и строительным, санитарно-гигиеническим, противопожарным нормам, а также условиям безопасности.

Расстояния от края проезжей части автомобильной дороги до стен зданий не превышают 25м. Территория ТЭЦ не разделяется на обособленные участки железнодорожными или автомобильными дорогами общего назначения. К сливному устройству мазутного хозяйства и складам химреагентов осуществлен подвод железнодорожных путей.

Главный вход на предприятие предусмотрен со стороны основного подхода и подъезда работников к предприятию. В состав административно-бытового корпуса входят столовая, учреждения управления производством, медпункт, прачечная, душевые, раздевалки. На территории предприятия для работников мазутного хозяйства предусмотрен пассажирский транспорт.

Перед проходным пунктом и входами в бытовые помещения, столовую и административное здание предусмотрены площадки для пользующихся этими объектами из расчета не более 0,15м² на 1 человека наиболее многочисленной смены.

Площадь участков, предназначенных для озеленения, составляет не менее 10% площадки ТЭЦ, на участках без твердого покрытия предусмотрен посев травы.

Для древесно-кустарниковых насаждений на площадке и в санитарно – защитной зоне применены местные виды растений с учетом их санитарно-защитных и декоративных свойств и устойчивости к вредным выбросам, выделяемым ТЭЦ.

Ограждение площадки ТЭЦ выполнено из железобетонных плит высотой 2м, а ограждение ОРУ – стальное, сетчатое.

4.2 Объемно – планировочные и конструктивные решения по главному корпусу

Главный корпус тепловой электростанции – это главное ее здание, внутри которого размещается основное и связанное с ним вспомогательное энергетическое оборудование, осуществляющее главный технологический процесс преобразования теплоты сгорания топлива в электрическую энергию.

В главный корпус подается топливо мазут, подлежащее использованию, вода из градирни для охлаждения отработавшего пара турбин и для других целей и т. д. Из главного корпуса отводятся: охлаждающая вода после конденсаторов, дымовые газы парогенераторов (в дымовую трубу), а также конечная продукция электростанции - электрическая энергия, и тепловая энергия с паром, и горячей водой.

В главном корпусе и во всех зданиях на ТЭЦ соблюдаются следующие требования:

- продольные оси здания и световых фонарей ориентированы в пределах от 45 до 110° к меридиану;

- продольные оси аэрационных фонарей и стены зданий с проёмами, используемыми для аэрации помещений, ориентированны в плане перпендикулярно или под углом не менее 45° к преобладающему направлению ветров летнего периода года.

Главный корпус является многопролетным зданием, в котором каждый пролет предназначен для размещения однотипного оборудования. Главный корпус состоит из машинного, деаэрационного, котельного отделений.

Деаэрационное отделение сооружено в виде этажерки, образующей пространственную раму, на которую передаются горизонтальные усилия, действующие поперек здания (от ветра и торможения мостовых кранов).

Оборудование главного корпуса расположено в соответствии с технологической последовательностью, что сокращает протяженность коммуникаций.

В компоновке главного корпуса учтены требования, связанные с ремонтными работами: наличие ремонтных площадок между агрегатами и у торцов здания, возможность транспортирования оборудования с помощью кранов и напольных средств без нарушения безопасности обслуживания оборудования, находящегося в работе.

Высота машинного отделения и отметка установки деаэраторов определена так, чтобы обеспечивалась возможность транспортирования статора генератора мостовым краном.

Высота подвалов определяется диаметром циркуляционных водоводов с учетом диаметра труб, пересекающих водовод, и составляет 3м.

Поперечные температурные швы в главном корпусе располагаются между котлами.

Фундаменты под турбоагрегаты и турбогенераторы спроектированы с учетом требований СТП 34-03-73.

При нормальном режиме эксплуатации турбогенератора максимальное расчетное значение амплитуд вынужденных колебаний верхних блоков фундаментов в зонах опор подшипников не превышает 15 мкм.

Междуэтажные перекрытия, полы выполнены огнестойкими, водонепроницаемыми, ровными, нескользкими и легко очищаются от загрязнений.

Все проходы и проезды, выходы и входы хорошо освещены, свободны и безопасны для движения пешеходов и транспорта; в местах выхода из ворот и дверей зданий в зону движения железнодорожного и автомобильного транспорта установлены предупредительные плакаты.

Количество эвакуационных выходов из зданий не менее двух. Лестницы для эвакуации в главном корпусе предусмотрены наружными, у торцевой стены деаэрационного отделения - открытыми.

Монтажная площадка на участке ремонта трансформаторов имеет бетонное ограждение высотой 150мм, препятствующее растеканию трансформаторного масла, и маслосток для аварийного слива масла в подземный

резервуар, расположенный вне машинного зала, емкостью не менее объема масла в трансформаторе.

Ограждающие и несущие конструкции газоходов выполнены из промышленных сборных железобетонных конструкций. Повороты газоходов плавные с исключением возможности образования завихрений дымовых газов.

В помещении главного и центральных щитов управления предусмотрены подвесные потолки из трудносгораемых материалов со встроенными светильниками.

Помещение аккумуляторных батарей размещено на нулевой отметке и имеет естественное освещение.

Температура нагретых поверхностей оборудования и ограждений на рабочих местах не превышает 45°C при температуре окружающего воздуха 25°C ; температура на поверхности тепловой изоляции на других участках не превышает 45°C при теплоносителе температурой от 501 до 650°C , температура на поверхности обмуровки не превышает 55°C . «Холодные» наружные поверхности оборудования и трубопроводы, на которых может происходить конденсация водяных паров воздуха, имеют изоляцию.

Параметры вибрации на рабочих местах в производственных помещениях отвечают требованиям ГОСТ 12.1.012-98, а вибрация турбоагрегатов, возбудителей, электродвигателей не превышает допустимых значений, установленных «Правилами технической эксплуатации электрических установок потребителей».

Технологическое оборудование ТЭЦ обеспечивает содержание вредных выбросов в уходящих газах на уровне, соответствующем требованиям действующих ГОСТ 29328-92.

Предельно допустимая концентрация (ПДК) загрязняющих веществ в атмосферном воздухе, создаваемая выбросами ТЭЦ, ниже установленных в 1996 году Минздравом РБ нормативов.

Для снижения напряжения прикосновения при различных замыканиях выполнено защитное заземление, сопротивление контура заземления не превышает $0,5\text{ Ом}$. Сопротивление заземляющего устройства не превышает 4 Ом .

К контуру защитного заземления ТЭЦ подключены заземляющие провода молниезащиты и нулевые точки технологического электрооборудования, трансформаторов и пр.

В проекте ТЭЦ предусмотрена молниезащита объектов от прямых ударов и заноса зарядов в соответствии с РД 34.21.122-87.

4.3 Отопление и вентиляция

Системы отопления, вентиляции и кондиционирования воздуха соответствуют требованиям главы СН и П 2.04.05-86 по проектированию отопления, вентиляции и кондиционирования.

Температура и относительная влажность воздуха в рабочей зоне производственных помещений ТЭЦ соответствуют данным из таблицы 4.2.

Таблица 4.2 – Температура и относительная влажность воздуха в рабочей зоне производственных помещений ТЭС

Наименование помещений	Температура воздуха, °С		Относительная влажность воздуха, %	
	В холодный период года	В тёплый период года	В холодный период года	В тёплый период года
Котельное отделение	10 ...22	Не более 33	60...40	60...20
Машинное отделение	16...22	Не более 33	60...40	60...20
Помещение щитов	18...25	18...25	60...30	60...30
Дымососное отделение	12...23	Не более 33	Не нормируется	
Деаэрационное отделение	Не ниже 10	Не более 33	60...20	60...20
Маслохозяйство	15	Не нормируется		
Мазутонасосная	10	Не более 33	70...30	70...30

Для отопления и вентиляции помещений ТЭЦ принят единый теплоноситель – подогретая вода.

В котельном отделении предусмотрена подача приточного воздуха в количестве 3-х кратного воздухообмена в час без учета количества воздуха, удаляемого дутьевыми вентиляторами. При этом система организации воздухообмена при вентиляции исключает возможность застоя и скопления газов в отдельных зонах помещения.

Для вентиляции главного корпуса системами с механическим побуждением предусмотрена подача приточного воздуха в нижнюю зону, а также выше рабочих площадок (уровня пола) сосредоточенно к наружным стенам и в сторону котельного отделения с подогревом в холодный период года до 10⁰С.

4.4 Водоснабжение ТЭЦ

В проекте ТЭЦ предусмотрены производственно – противопожарный высокого давления и хозяйственно – питьевой водопроводы.

Давление в наружной сети противопожарного водопровода не превышает 10 кг/см².

При недостаточном напоре в наружной сети, для обеспечения внутреннего пожаротушения главного корпуса установлены стационарные насосы для повышения давления.

Расчетный расход воды на наружное пожаротушение ТЭЦ принят в соответствии со СНиП 2.04.02-84 «Водоснабжение. Наружные сети и сооружения»: сети для наружного пожаротушения спроектированы кольцевыми

с установкой гидрантов не более чем через 100 м, не ближе 5 м от зданий и не более 2,5 м от бровки дорог.

Внутренний противопожарный водопровод предусмотрен в главном корпусе с установкой пожарных кранов в машинном и котельном отделениях, любая точка орошается двумя струями каждая с расходом воды 2,5л/с. При проектировании внутреннего противопожарного водопровода машинного отделения предусмотрено охлаждение водой при пожаре металлических ферм покрытия с учетом орошения каждой точки двумя компактными струями.

В машинном и котельном отделениях пожарные краны предусмотрены на нулевой отметке и на отметке обслуживания турбин и форсунок котлов.

4.5 Электрическое освещение

Освещение помещений с постоянным пребыванием персонала предусмотрено с применением газоразрядных ламп.

Напряжение осветительной сети в зданиях и сооружениях ТЭЦ принято 380/220 В с заземленной нейтралью.

Напряжение сети освещения всех теплофикационных, а также кабельных тоннелей при установке в них светильников на высоте менее 2,5 м - не выше 42В. Напряжение ручных переносных ламп в помещениях особо опасных и с повышенной опасностью поражения людей электрическим током, а также снаружи - 12В.

Для сети аварийного местного освещения при установке специальных светильников, удовлетворяющих требованиям ПУЭ, принято напряжение 220В.

Напряжение сети для местного освещения станков и верстаков предусмотрено - 42В.

В главном корпусе предусмотрена стационарная сеть штепсельных розеток напряжением 12В.

Наружное освещение главных дорог территории ТЭЦ осуществляется газоразрядными лампами.

4.6 Пожарная безопасность

Классификация производственных процессов по их пожарной опасности, огнестойкость зданий и сооружений приведены в таблице 4.3.

Таблица 4.3 – Классификация производственных процессов

Наименование помещений и сооружений	Степень огнестойкости здания	Категория производства по взрывопожарной и пожарной опасности
Главный корпус:	II	
Котельное отделение	II	Г
Машинное отделение	II	Г
Помещение щитов управления	III	Д
Помещение водоподготовки	III	Д
Конденсатоочистка	II	Д
Приемно-сливные устройства	II	В
Мазутонасосная	II	В
Газоходы	II	Г
Ремонтные мастерские	III	Д
Склады реагентов	III	Д
Материальный склад	II	В
Башенные градирни	V	Д
Пиковая водогрейная котельная	II	Д
Ацетилено-кислородная станция	I	Г
Дожимная компрессорная	II	А

Пожарное депо расположено рядом с ТЭЦ, на земельном участке, примыкающем к дороге общего пользования. Радиус обслуживания пожарным депо принят 2 км – т.к. предприятие с производством категорий А, Б, и В, которые занимают более 50 % всей площади застройки.

Для тушения турбогенераторов с водородным охлаждением предусмотрены стационарные углекислотные установки с дистанционным и дублирующим ручным управлением и передвижные углекислотные установки с ручным пуском.

В целях повышения пожарной безопасности на ТЭЦ применены кабели с негорючими покрытиями. Трассы кабелей проходят на безопасных расстояниях от нагретых поверхностей, предусмотрена их защита от внешних воздействий и перегрева.

Кабельные туннели имеют противопожарные перегородки с огнестойкостью 0,75ч, длина отсеков не превышает 150м при обычных силовых и контрольных кабелях и 100м при прокладке маслonaполненных кабелей. Не реже чем через 50м установлены аварийные выходы (люки). В кабельных туннелях предусмотрено автоматическое пожаротушение с использованием высокократной воздушно – механической пены или воды в распыленном виде.

Для тушения очагов загорания в сливных мазутных лотках, туннелях мазутопроводов, в мазутонасосных предусмотрен подвод пара с ручным

управлением запорной задвижкой, расположенной в безопасном месте с наружной стороны здания. Аварийная запорная арматура установлена на мазутопроводах вне мазутонасосной не ближе 10м от них. На сливноналивных эстакадах проезд для пожарных машин сделан кольцевым.

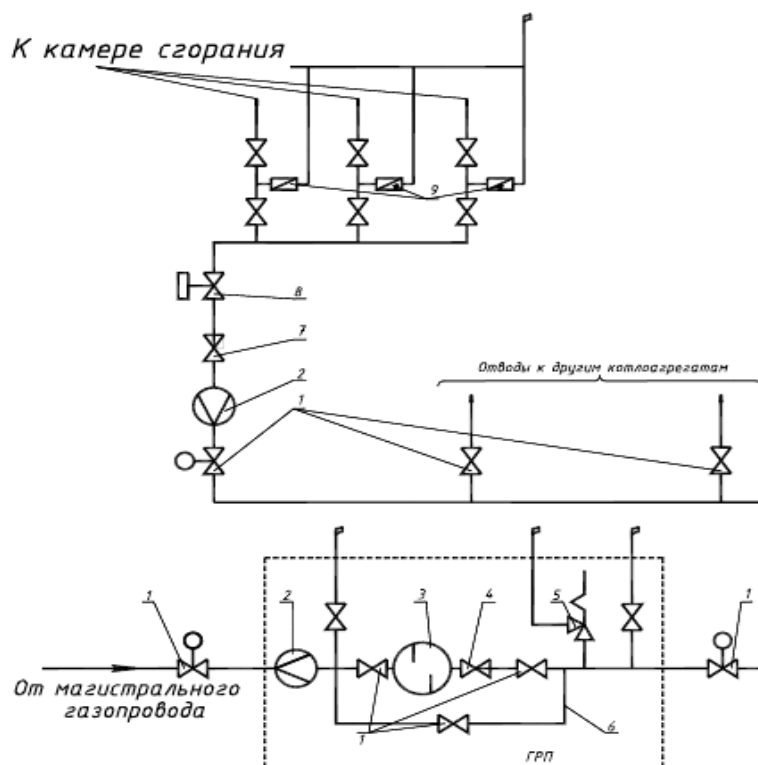
Для тушения пожаров в наземных резервуарах применена стационарная система пожаротушения высокократной воздушно- механической пеной.

В машинном и котельном отделениях для тушения пожаров предусмотрены локальные системы пожаротушения высокократной воздушно – механической пеной из расчета обеспечения тушения пожара в районе одного турбогенератора или котлоагрегата.

Стационарные пеногенераторы в этих системах установлены в местах расположения емкостей с горючими жидкостями и масляных насосов и в местах установки арматуры на мазутопроводах. В остальных местах на отметках обслуживания установлены переносные пеногенераторы. Свободный напор у пеногенераторов не менее 0,4МПа и не более 0,6 МПа.

5 Индивидуальное задание

В качестве индивидуального задания мною выбрана схема газового хозяйства станции, которая представлена на рисунке 7.



1-запорная задвижка; 2-расходомер; 3-фильтр; 4-регулятор давления; 5-предохранительный клапан; 6-байпасная линия; 7-регулятор расхода газа; 8-импульсный отсечный быстродействующий клапан; 9-пробковый кран

Рисунок 7 – Схема газового хозяйства ТЭЦ

Тепловые электростанции снабжаются газом от газораспределительных станций (ГРС) через газораспределительные пункты (ГРП). Последние вместе с системой газопроводов составляют газовое хозяйство ТЭС. На газомазутных конденсационных электростанциях мощностью до 1200 МВт и газомазутных ТЭЦ с расходом пара до 4000 т/ч может быть один ГРП, а на остальных электростанциях их количество должно быть не менее двух.

Производительность ГРП на электростанциях где газовое топливо является основным, рассчитывается на максимальный расход газа всеми рабочими котлами, а на электростанциях, сжигающих газ сезонно, - по расходу газа для летнего режима. ГРП размещают в отдельных зданиях или под навесами на территории электростанции. К каждому ГРП газ проводится по одному газопроводу (без резервного) от расположенной вне территории электростанции ГРС. Давление газа перед ГРП 0,6-1,1 МПа, а после ГРП требуемое его значение определяется потерями давления до самого удаленного от ГРП котла и необходимым давлением газа перед горелками и составляет обычно 0,13 – 0,2 МПа.

В ГРП имеются рабочие нитки газопровода, нитки малого расхода, включаемые при малом потреблении газа арматурой. На рабочих нитках и нитках малого расхода устанавливают автоматические регуляторы давления и защитные регуляторы, действующие по принципу «после себя». Защитные регуляторы настраивают на повышенное давление по сравнению с рабочим и при работе в расчетном диапазоне полностью открыты.

В пределах ГРП и до котлов прокладка газопроводов наземная. Подвод газа от каждого ГРП к магистрали котельного отделения и от нее к котлам не резервируется и может выполняться однопоточным. Газовый распределительный коллектор котлов прокладывается вне здания котельного отделения.

При заполнении газом газопроводы должны продуваться им через сбросные свечи до вытеснения всего воздуха, а при освобождении от газа продуваться воздухом до вытеснения всего газа. Эти требования обусловлены тем, что при объемной концентрации природного газа в воздухе 0,05 – 0,15 (5 – 15%) образуется взрывоопасная смесь. Из сбросных свечей газ выпускается в места, откуда он не может попасть в здания, и где исключена возможность его воспламенения от какого-либо источника огня. На газопроводах устанавливается только стальная арматура.

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В рамках данной бакалаврской работы был выполнен расчёт ПГУ-ТЭЦ электрической мощностью 226 МВт с турбинами типа PG 6111 FA производства GeneralElectric, Т-26/36-7,5/0,12 производства ОАО «Калужский турбинный завод», г. Калуга (Россия), и котлом-утилизатором типа ПК-64 производства ОАО «ЗИО», г. Подольск (Россия).

Данная работа включает в себя следующие расчёты:

- расчёт принципиальной тепловой схемы, в результате которого были определены параметры пара отборов паровой турбины;
- определение общего расхода газообразного топлива на станцию;
- расчёт технико-экономических показателей работы станции, в результате которого были определены удельный расход условного топлива на выработку тепла и удельный расход условного топлива на выработку электроэнергии.

В данной бакалаврской работе также был рассмотрен вопрос о производстве повышенной опасности, поэтому включен раздел «Охрана труда».

Экономическая часть работы содержит расчёт себестоимости единиц энергии отдельно проектируемой ТЭЦ. Произведен расчёт срока окупаемости предлагаемого проекта, который составляет 14 лет.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Михайленко С.А., Цыганок А.П. Тепловые электрические станции: Учебное пособие. – Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2003. 300 с.
2. Цыганок А.П., Михайленко С.А. Проектирование тепловых электрических станций: Учебное пособие. – Красноярск: КРПИ, 1991. 119 с.
3. Тепловые и атомные электрические станции: Справочник / Под ред. В.А. Григорьева и В.М. Зорина. М.: Энергоатомиздат, 1982. 624 с.
4. Цыганок А.П. Тепловые и атомные электрические станции: Учебное пособие: В 2 ч. Ч. 2. – Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2000. 123 с.
5. Ривкин С.Л., Александров А.А. Теплофизические свойства воды и водяного пара. – М.: Энергоатомиздат, 1984.
6. Котельный агрегат: Справочно-нормативные данные по курсовому проектированию для студентов специальности 100500 / Сост. И.С.Деринг, В.А. Дубровский, Т.И. Охорзина. – Красноярск: КГТУ, 2000. 40 с.
7. Тепловой расчет котельных агрегатов (Нормативный метод)/ Под ред. Н.В. Кузнецов и др. – М.: Энергия, 1973.
8. Рыжкин В.Я. Тепловые электрические станции - М.: Энергоатомиздат, 1987.
9. Паротурбинные энергетические установки: Отраслевой каталог /Под ред. Н.Н. Ермашов и др.- М.: 1988.
10. Золоулавливающие устройства теплоэлектростанций: конструкции и методы расчетов: Учеб. Пособие. Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2001. 80 с.
11. Бойко Е.А., Баженов К.В., Грачев П.А. Тепловые электрические станции: Справочное пособие – Красноярск 2006. 153с.